



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

TRABAJO FINAL DE GRADO

Grado en Ingeniería Mecánica

**ESTUDIO CON CFD DEL COMPORTAMIENTO DE UNA
TURBINA FRANCIS CON DAÑOS EN LA ENTRADA DEL ROTOR**



Memoria y Anexos

Autor:	Pablo Trigueros Moreno
Director:	Alfred Fontanals García
Convocatoria:	Junio 2019

Resumen

Las centrales hidroeléctricas son una fuente de energía renovable de importancia en España. En total, en 2018, 4.215.199 MWh fueron producidos por energía hidroeléctrica. Dichas centrales, necesitan cierto mantenimiento, pues con el paso del tiempo se pueden crear desperfectos. Una de las partes más sensibles es la turbina hidráulica, ya que debido al paso del fluido entre sus álabes, puede sufrir daños como por ejemplo erosión o cavitación.

En el presente trabajo se expone el estudio del comportamiento de una turbina Francis con daños a la entrada del rotor. Se trata del prototipo real de una turbina hidráulica, que forma parte de la central hidroeléctrica reversible del embalse de Gento-Sallente, en la provincia de Lérida. Partiendo del modelo de la turbina modelado en CAD, se realizan diversas geometrías que escenifican los posibles daños que puede sufrir la turbina en el rotor debido a erosión, impacto o cavitación, para su posterior análisis, con el objetivo de determinar cómo afectan estos daños al comportamiento de la turbina. El estudio se realiza mediante dinámica computacional de fluidos, CFD, con tal de discretizar los fenómenos fluidodinámicos implicados en el funcionamiento de la máquina hidráulica. El software de simulación utilizado es *Ansys* y, más concretamente, la herramienta *CFX* que se encarga del análisis computacional de fluidos.

Esta memoria expone el proceso seguido para llevar a cabo la simulación y los posteriores resultados y conclusiones.

Resum

Les centrals hidroelèctriques son una font d'energia renovable d'importància a Espanya. En total, en 2018, 4.215.199 MWh van ser produïts per energia hidroelèctrica. Aquestes centrals, necessiten de cert manteniment, doncs amb el pas del temps es poden crear desperfectes. Una de les parts més sensibles es la turbina hidràulica, ja que degut al pas del fluid entre els seus àleps, pot patir danys com erosió o cavitació.

En el present treball s'exposa l'estudi del comportament d'una turbina Francis amb danys a l'entrada del rotor. Es tracta del prototip real d'una turbina hidràulica, que forma part de la central hidroelèctrica reversible de l'estany de Gento-Sallente, a la província de Lleida. Partint del model de la turbina modelat en CAD, es realitzen diverses geometries que escenifiquen els possibles danys que pot patir la turbina al rotor degut a erosió, impacte o cavitació, per al seu posterior anàlisi, amb l'objectiu de determinar com afecten aquests danys al comportament de la turbina. L'estudi es realitza mitjançant dinàmica computacional de fluids, CFD, per tal de discretitzar els fenòmens fluid dinàmics implicats en el funcionament de la màquina hidràulica. El software utilitzat es l'Ansys i, més concretament, l'eina CFX que s'encarrega de l'anàlisi computacional de fluids.

Aquesta memòria exposa el procés seguit per portar a terme la simulació i els posteriors resultats i conclusions.

Abstract

The hydroelectric plants are a renewable energy source with an important presence in Spain. In 2018, 4.125.199 MWh were produced by hydroelectric energy. These plants need some maintenance, otherwise some failures could appear. One of the most delicate parts is the hydraulic turbine, which could suffer erosion or cavitation due to the repetitive fluid movement through their blades.

The present project shows the study of the behavior of a Francis turbine with harms at the inlet of the rotor. It is a real prototype of a hydraulic turbine, which belongs to the reversible hydroelectric plant of the Gento-Sallente, in the province of Lleida. From the model of the turbine modelled in CAD, some geometries are created for its following study to show the possible harms that a turbine can suffer at the rotor due to erosion, impact or cavitation, to analyze the behavior of the turbine with these damages. The study is made by computational fluid dynamics, CFD, to get the characteristic fluid dynamics phenomena when the hydraulic machine is operating by discretization. The software used is *Ansys* and, with more precision, the *CFX* tool that is responsible for the computational analysis of fluids.

This report shows the followed process to realize to the simulation and the following results and conclusions.

Agradecimientos

Quisiera agradecer, en primer lugar, al tutor del proyecto, Alfred Fontanals, por ofrecerme la posibilidad de realizar el presente proyecto, por su guía y su constante disponibilidad para atenderme en su despacho. Agradecer también a Daniel Pérez Bermejo, por permitirme utilizar algunos de sus datos de proyecto para seguir adelante con el estudio de esta turbina.

Por último, quisiera agradecer a todas las personas que han estado junto a mí durante esta última etapa de la carrera, familiares y amigos que han hecho que estos meses de intenso trabajo hayan sido más llevaderos.

Lista de Tablas

Tabla 1. Condiciones de trabajo prototipo-modelo.	24
Tabla 2. Ajustes básicos, parámetros generales.	35
Tabla 3. Parámetros comunes a todas las partes de la geometría.	35
Tabla 4. Parámetros no comunes y modelo de turbulencia.	35
Tabla 5. Configuración del flujo en la entrada del estator.	36
Tabla 6. Contornos Estator.	36
Tabla 7. Contornos Rotor.	37
Tabla 8. Contornos del tubo de aspiración.	37
Tabla 9. Expresiones para el cálculo de drag y lift (arrastre y sustentación).	38
Tabla 10. Coordenadas de los distintos monitores.	38
Tabla 11. Frecuencias RSI.	43
Tabla 12. Valores de la presión en el monitor IF3.	44
Tabla 13. Valores de la presión en el monitor IF4.	45
Tabla 14. Valores de la presión en el monitor IF5.	46
Tabla 15. Datos Monitor IF3.	47
Tabla 16. Valores de la presión en el monitor R1.	48
Tabla 17. Valores de la presión en el monitor R2.	49
Tabla 18. Valores de la presión en el monitor R3.	50
Tabla 19. Señales de frecuencias para R1.	51
Tabla 20. Valores de la presión en el monitor E1.	52
Tabla 21. Valores de la presión en el monitor E2.	53

<i>Tabla 22. Valores de la presión en el monitor E3.</i>	54
<i>Tabla 23. Frecuencias monitor E1.</i>	55
<i>Tabla 24. Datos recogidos del Par motor.</i>	56
<i>Tabla 25. Frecuencias Par Motor.</i>	57
<i>Tabla 26. Valores FLift.</i>	59
<i>Tabla 27. Frecuencias FLift.</i>	60

Lista de Ilustraciones

<i>Ilustración 1. Esquema central hidroeléctrica.</i>	4
<i>Ilustración 3. Reparto de la generación de energía eléctrica.</i>	5
<i>Ilustración 2. Estanque de Sallente.</i>	5
<i>Ilustración 4. Turbinas de reacción (de hélice) y de acción.</i>	6
<i>Ilustración 5. Ejemplos de turbinas Francis, Kaplan y Pelton, respectivamente.</i>	7
<i>Ilustración 6. Carta de selección turbinas hidráulicas, en función del salto de agua (H_d) y el caudal (Q_d).</i>	7
<i>Ilustración 7. Carcasa o caracol de una turbina Francis.</i>	8
<i>Ilustración 8. Interior del caracol de una turbina Francis. En rojo, los guide vanes, y en azul, los wicked gates.</i>	9
<i>Ilustración 9. Representación de flujo laminar (imagen superior) y flujo turbulento (inferior).</i>	10
<i>Ilustración 10. Desarrollo de la capa límite de un flujo sobre una placa plana.</i>	13
<i>Ilustración 11. Representación de la fuerza de sustentación (Lift) y arrastre (Drag).</i>	14
<i>Ilustración 12. Diagrama Presión-Temperatura.</i>	15
<i>Ilustración 13. Daños producidos por cavitación, deformaciones en los álabes y picaduras.</i>	15
<i>Ilustración 14. Rotor Francis mostrando los efectos de la erosión.</i>	16
<i>Ilustración 15. Ejemplo del bloqueo entre dos álabes por la ingesta de grandes piedras.</i>	16
<i>Ilustración 16. Desprendimiento de vórtices al salir del álabe.</i>	17
<i>Ilustración 17. Inestabilidades producidas por el fenómeno RSI.</i>	18
<i>Ilustración 18. Representación de discretizar.</i>	19
<i>Ilustración 19. Esquema de la metodología seguida</i>	20

<i>Ilustración 20. Estator.</i>	21
<i>Ilustración 21. Rotor con la entrada y salida del flujo seleccionada y sin selecciones.</i>	22
<i>Ilustración 22. Tubo de aspiración.</i>	22
<i>Ilustración 23. Geometría completa, marcando el dominio del proyecto, el rotor.</i>	23
<i>Ilustración 24. Detalles de las cuatro geometrías que se analizan.</i>	28
<i>Ilustración 25. Ejemplo de Inflation en un álabe en la zona cercana a la pared.</i>	28
<i>Ilustración 26. Divisiones de la región límite con la pared.</i>	29
<i>Ilustración 27. Parámetros Inflation.</i>	31
<i>Ilustración 28. Selección de caras para Inflation.</i>	31
<i>Ilustración 29. Detalle de las cuatro capas de Inflation.</i>	31
<i>Ilustración 30. Parámetros de uno de los Face Sizing.</i>	32
<i>Ilustración 31. Parámetros generales de la malla.</i>	32
<i>Ilustración 32. Malla rotor.</i>	33
<i>Ilustración 33. Malla rotor vista superior.</i>	33
<i>Ilustración 34. Estadísticas finales de la malla.</i>	33
<i>Ilustración 35. Configuración del estudio desde el workbench de Ansys.</i>	34
<i>Ilustración 36. Configuración de la entrada del estator (Inlet_estator).</i>	36
<i>Ilustración 37. Características interface rotor-estator.</i>	37
<i>Ilustración 38. Posición de cada monitor en la turbina visto desde CFX-Pre.</i>	39
<i>Ilustración 39. Mapa de contorno de presiones del rotor.</i>	40
<i>Ilustración 41. Gráfico de vectores de velocidad.</i>	41
<i>Ilustración 40. Detalle de presiones en los álabes. Se observa que son más intensas en la punta de los álabes.</i>	41

<i>Ilustración 42. Vista en perspectiva de la interacción del fluido con la turbina.</i>	42
<i>Ilustración 43. IF3 presión.</i>	44
<i>Ilustración 44. IF4.</i>	45
<i>Ilustración 45. IF5.</i>	46
<i>Ilustración 46. Frecuencias de la presión estática en el monitor IF3.</i>	47
<i>Ilustración 47. Presiones en el monitor R1.</i>	48
<i>Ilustración 48. Presiones en el monitor R2.</i>	49
<i>Ilustración 49. Presiones en el monitor R3.</i>	50
<i>Ilustración 50. Diagrama de frecuencias monitor R1.</i>	51
<i>Ilustración 51. Diagrama de presiones monitor E1.</i>	52
<i>Ilustración 52. Diagrama de presiones monitor E2.</i>	53
<i>Ilustración 53. Diagrama de presiones monitor E3.</i>	54
<i>Ilustración 54. Diagrama de frecuencias para el monitor E1.</i>	55
<i>Ilustración 55. Par motor de las diferentes simulaciones.</i>	56
<i>Ilustración 56. Frecuencias obtenidas del par motor en el rotor.</i>	57
<i>Ilustración 57. Frecuencias Par Motor en perspectiva.</i>	58
<i>Ilustración 58. Fuerza de sustentación del rotor.</i>	59
<i>Ilustración 59. Frecuencias para FLift.</i>	60

Lista de Ilustraciones Anexo A

<i>Ilustración A 1. Fuerza de arrastre Guide vanes.</i>	66
<i>Ilustración A 2. Fuerza de arrastre guide vanes sin los resultados de la geometría original.</i>	67
<i>Ilustración A 3. Señales obtenidas para FD en los guide vanes.</i>	67
<i>Ilustración A 4. Fuerza de arrastre wicked gates.</i>	68
<i>Ilustración A 5. Fuerza de arrastre wicked gates sin geometría original.</i>	68
<i>Ilustración A 6. Frecuencias para FD wicked gates.</i>	69
<i>Ilustración A 7. Fuerza de sustentación FL guide vanes.</i>	69
<i>Ilustración A 8. Fuerza de sustentación FL guide vanes sin geometría original.</i>	70
<i>Ilustración A 9. Señales obtenidas para FL guide vanes.</i>	70
<i>Ilustración A 10. Fuerza de sustentación FL wicked gates.</i>	71
<i>Ilustración A 11. Fuerza de sustentación FL wicked gates sin los valores de la geometría original.</i>	71
<i>Ilustración A 12. Frecuencias obtenidas para FL wicked gates.</i>	72

Índice

RESUMEN	I
ABSTRACT	III
AGRADECIMIENTOS	IV
LISTA DE TABLAS	V
LISTA DE ILUSTRACIONES	VII
LISTA DE ILUSTRACIONES ANEXO A	X
1. PREFACIO	1
1.2. Origen del trabajo	1
1.3. Motivación	1
1.4. Requerimientos previos.....	2
1.5. Objetivos del trabajo.....	3
2. INTRODUCCIÓN	4
2.1. Energía hidroeléctrica	4
2.1.1. Central hidroeléctrica de Gento-Sallente	5
2.2. Turbinas hidráulicas	6
2.2.1. Turbinas Francis.....	8
2.3. Conceptos de mecánica de fluidos	9
2.3.1. Propiedades de los fluidos	9
2.3.2. Ecuaciones fundamentales	10
2.4. Daños en el rotor	14
2.4.1. Cavitación	14
2.4.2. Daños por cuerpos introducidos en la turbina	15
2.5. Interacción Rotor-Estator, RSI	17
2.6. Fluidodinámica computacional, CFD	18
2.6.1. Generalidades y aplicaciones	18
2.6.2. Discretización	18
2.6.3. Modelos de turbulencia	19
3. METODOLOGÍA DEL PROYECTO	20
3.1. Definir objetivos.....	21

4. PRE-PROCESO	24
4.1. Diseño de la geometría.....	24
4.1.1. Semejanza de la turbina (Prototipo – Modelo).....	25
4.1.2. Geometrías a simular.....	26
4.2. Confección de la malla.....	28
4.3. Parámetros de control y simulación	34
4.3.1. Parámetros físicos.....	35
4.3.2. Monitores.....	37
5. POST-PROCESO	40
5.1. Resultados gráficos.....	40
5.1.1. Mapas de contorno.....	40
5.1.2. Vectores	41
5.1.3. Líneas de corriente	42
5.2. Gráficos y análisis de monitores.....	42
5.2.1. Monitores IF3, IF4, IF5	44
5.2.2. Monitores R1, R2, R3	48
5.2.3. Monitores E1, E2, E3.....	52
5.2.4. Par motor	56
5.2.5. Fuerza de sustentación F_L del rotor.....	59
CONCLUSIONES	61
PRESUPUESTO	63
BIBLIOGRAFÍA	64
ANEXO A: GRÁFICAS NO INCLUIDAS EN LA MEMORIA	66

1. Prefacio

1.2. Origen del trabajo

A la hora de decidir sobre qué tema quería que tratase mi Trabajo Final de Grado, uno de los campos que me interesaban era el de la Mecánica de Fluidos, pues ha sido una de las modalidades que más he disfrutado durante la carrera. Después de hablar con varios profesores del departamento de Mecánica de Fluidos, decidí apostar por la propuesta de realizar un estudio fluido dinámico de una turbina Francis real. Otros alumnos ya habían realizado un estudio respecto la misma turbina, pero centrándose en la interface rotor-estator o en observar qué sucede cuando los álabes directrices del estator están desalineados. De manera que aún quedan muchos otros aspectos que analizar de la turbina, como por ejemplo estudiar el comportamiento de la turbina cuando sufre daños en la entrada y en la salida del rotor. Se me propuso realizar el estudio con Fluidodinámica Computacional de la turbina con daños a la entrada del rotor, mientras otro alumno realiza el estudio de la turbina con daños a la salida del rotor. Decidí aceptar la propuesta, debido a que estaba interesado en aprender a utilizar un software de CFD como *Ansys*, un programa atractivo muy demandado en el mundo laboral. Además, me pareció un interesante estudio, con el aliciente de estar relacionado con un elemento real, como es la turbina de la central hidroeléctrica de Gento-Sallente.

1.3. Motivación

Este proyecto es el momento idóneo para aplicar los conocimientos aprendidos durante la carrera en asignaturas como Mecánica de Fluidos e Ingeniería de Fluidos, además de la experiencia acumulada en la realización de proyectos, que aquí se culmina. Además, estaba muy interesado en aprender a dominar un software de simulación computacional fluido dinámico como *Ansys*.

Al ser el estudio sobre una turbina real, es una motivación más el hecho de que la información que se presenta en este proyecto pueda ser de utilidad para el mantenimiento o la prevención de fallos en la central de Gento-Sallente.

1.4. Requerimientos previos

Para la realización del proyecto era necesario disponer de una base en el manejo de CFD. Ya había utilizado durante la carrera programas como *GiD* que funcionan bajo la teoría de elementos finitos, pero no estaba familiarizado con *Ansys*. Para ello, durante dos meses he realizando una formación previa en el mencionado software, más concretamente en CFX, mediante la realización de tutoriales que me facilitó el tutor del trabajo y un pequeño curso online. De la misma forma, también debía tener conocimientos de modelado mecánico 3D, conocimientos adquiridos durante la carrera a través del manejo de *SolidWorks*. Por último, se considera también un requerimiento previo haber cursado asignaturas como Mecánica de fluidos e Ingeniería de Fluidos, que otorgan conocimientos acerca de la dinámica de fluidos y de las turbomáquinas hidráulicas.

1.5. Objetivos del trabajo

El objetivo principal del trabajo es recopilar información acerca de cómo afectan diversos daños en la entrada del rotor al comportamiento de la turbina. Se realizan diversas simulaciones intentando abarcar distintos escenarios de daños posibles que puede sufrir la turbina en la entrada del rotor. Se pretende que los resultados y conclusiones obtenidas en este proyecto puedan ser de utilidad para el mantenimiento y la prevención de posibles inconveniencias en la turbina de la central hidroeléctrica de Gento-Sallente.

A nivel personal, los objetivos añadidos son asentar los conocimientos obtenidos en la carrera, especialmente en el campo de la Mecánica de fluidos, adquirir experiencia en el proceso de un estudio ingenieril y aprender a utilizar un software de dinámica computacional de fluidos.

2. Introducción

2.1. Energía hidroeléctrica

La hidroelectricidad es la energía eléctrica producida mediante turbinación de caudales de agua, aprovechando la energía potencial de estos caudales. Una central hidroeléctrica clásica es un sistema que se divide en tres partes: una central eléctrica en la que se produce la electricidad; una presa que puede abrirse y cerrarse para controlar el paso del agua; y un depósito en el que se puede almacenar agua. El agua de detrás de la presa fluye a través de una entrada y hace presión contra las palas de una turbina, lo que hace que éstas se muevan. La turbina hace girar un generador para producir la electricidad. La cantidad de electricidad que se puede generar depende de hasta dónde llega el agua y de la cantidad de ésta que se mueve a través del sistema. Finalmente se transporta la electricidad producida mediante cables eléctricos de gran longitud hasta casas, fábricas y negocios.

La energía hidroeléctrica es la que genera electricidad de forma más barata en la actualidad. Esto se debe a que, una vez que la presa se ha construido y se ha instalado el material técnico, la fuente de energía (agua en movimiento) es gratuita. Esta fuente de energía es limpia y se renueva cada año a través del deshielo y las precipitaciones. No obstante, hay un impacto ambiental asociado a la construcción de las presas, puesto que alteran el curso natural del río, el caudal, el transporte de sedimentos, la migración de peces...

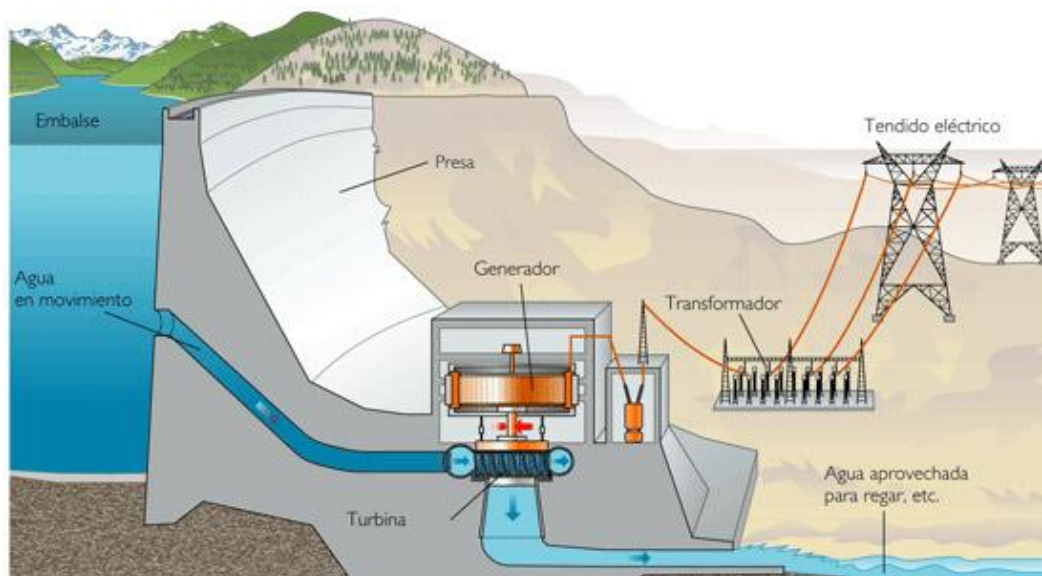


Ilustración 1. Esquema central hidroeléctrica.

2.1.1. Central hidroeléctrica de Gento-Sallente

España es un país relativamente rico en recursos hidroeléctricos que se aprovechan para atender a la demanda en las horas punta (ver *Ilustración 3*). La central más importante es, precisamente, la central hidroeléctrica reversible de Gento-Sallente, de donde se extrae la turbina que se estudia en el presente proyecto. Se encuentra ubicada en la cuenca hidrográfica de la Noguera Pallaresa, Lérida.

El agua que desciende desde el estanque de Gento hasta el de Sallente produce energía al pasar por la turbina, que se encarga también de bombear aguas arriba el agua para devolverla al estanque de Gento, de ahí que sea una central reversible, pues el agua siempre es la misma.

La potencia generada, de unos 415 MW, es extraordinaria para una obra hidráulica. Subir el agua requiere un 30% más de kW que los obtenidos durante la caída, pero puesto que la subida se hace durante la noche, cuando los kW cuestan cuatro o cinco veces menos que durante el día, la rentabilidad está asegurada.



Ilustración 2. Estanque de Sallente.

La energía hidráulica se utiliza como refuerzo para aportar energía en las horas críticas de consumo, como las primeras horas de la mañana, el mediodía o el anochecer. En la *Ilustración 3* se aprecia cuánto influye la energía hidráulica en la generación total de energía en un día cotidiano en España.

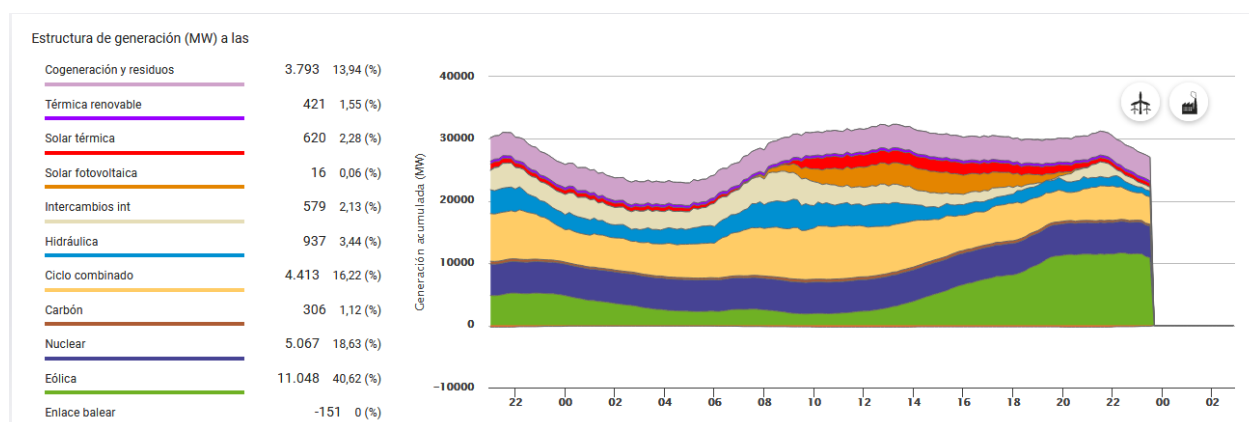


Ilustración 3. Reparto de la generación de energía eléctrica [12].

2.2. Turbinas hidráulicas

Como es sabido, una turbina es una máquina hidráulica receptora que transforma energía hidráulica en energía mecánica mediante el paso de fluido por su interior.

Dichas máquinas se instalan en centrales hidroeléctricas donde aprovechan la energía acumulada en un salto de agua para generar electricidad a través de un alternador solidario con el eje de la turbina.

Los tipos de turbinas vienen determinados por dos parámetros, el caudal (Q) y el salto de agua (H). Existen dos tipos de turbinas hidráulicas: las turbinas de reacción y turbinas de acción o impulso. Las turbinas de reacción se accionan a través de la presión que el líquido ejerce sobre los álabes, combinada con la energía cinética del fluido. Se suelen instalar cuando se trabaja con caudales grandes. Los tipos más utilizados son las turbinas Kaplan y Francis.

En cambio, las turbinas de acción o impulso se instalan cuando el salto es grande y el caudal es pequeño, aprovechan únicamente la velocidad del flujo del agua para hacerlas girar. El tipo más utilizado es la turbina Pelton.

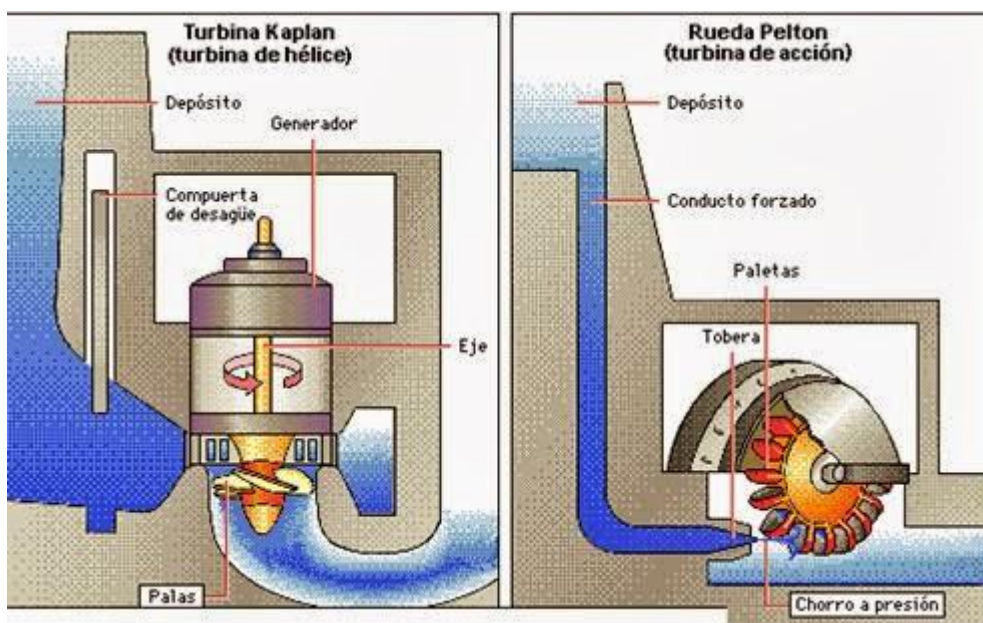


Ilustración 4. Turbinas de reacción (de hélice) y de acción.



Ilustración 5. Ejemplos de turbinas Francis, Kaplan y Pelton, respectivamente.

En la *Ilustración 6* se muestra una carta de selección de turbinas hidráulicas, en función del salto de agua, H_d , y del caudal, Q_d . Se puede comprobar como a mayor altura de salto y menor caudal, las turbinas adecuadas son las de impulso (Pelton), y con caudales grandes, según la altura puede ser más conveniente una turbina Francis o una Kaplan.

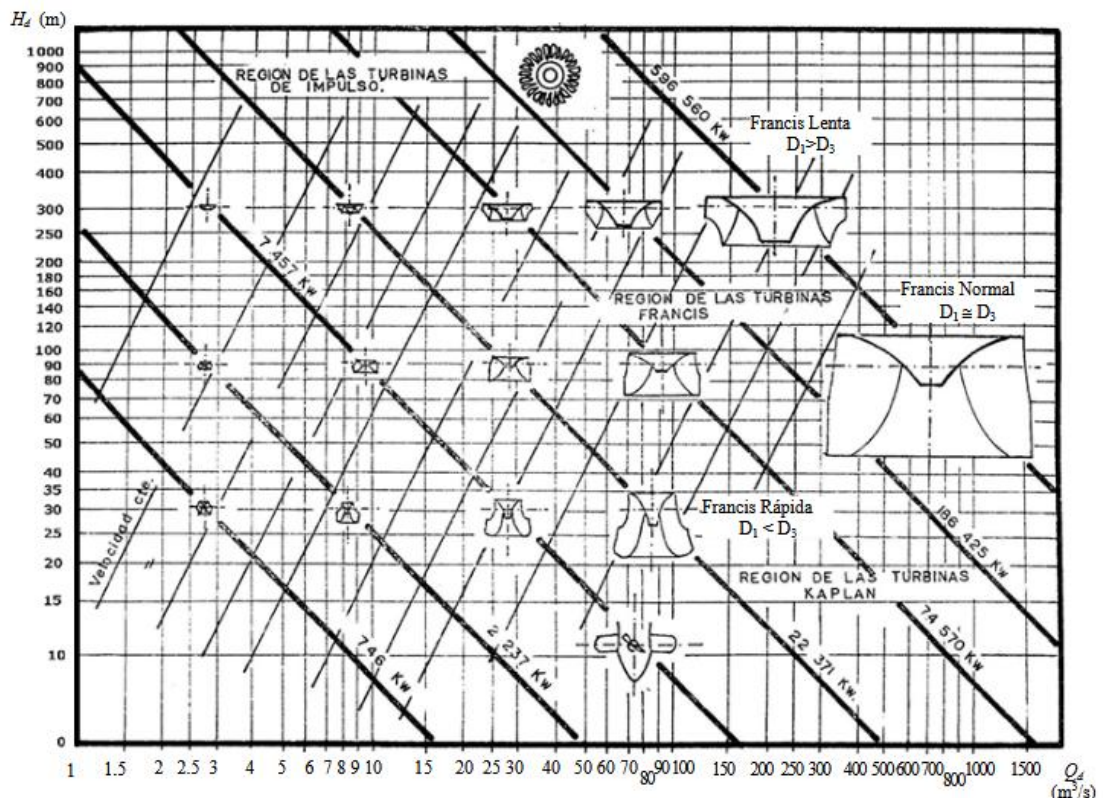


Ilustración 6. Carta de selección turbinas hidráulicas, en función del salto de agua (H_d) y el caudal (Q_d).

2.2.1. Turbinas Francis

La primera turbina a reacción que funcionó con éxito fue construida y ensayada en 1849, por el ingeniero norteamericano J.B. Francis, que consiguió alcanzar un 90% de eficiencia en el diseño y desarrollo de una turbina.

Las turbinas Francis son turbinas hidráulicas que se pueden aplicar en un amplio rango de saltos y caudales, siendo capaces de operar en rangos de desnivel que van desde los 10 m hasta varios cientos de metros.

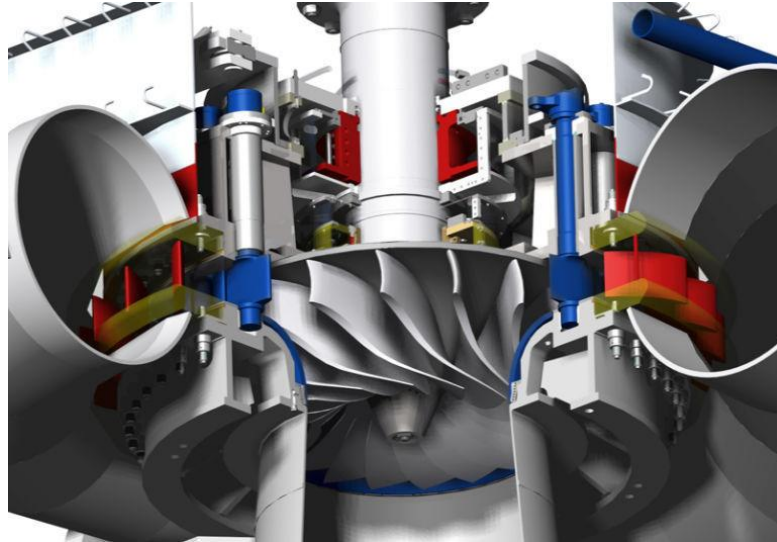
La turbina Francis es una turbina de reacción, por tanto, el fluido cambia de presión a medida que se desplaza a través de la turbina, cediendo su energía. En este tipo de turbina es necesario instalar una carcasa que contenga el líquido. A continuación se muestra una imagen donde se aprecia el caracol o carcasa de una turbina Francis. La sección del caracol va disminuyendo hasta la entrada al distribuidor (estator), para conseguir un aumento de presión. Esta reducción se ha de realizar teniendo en cuenta las pérdidas de carga secundarias asociadas, así como los posibles efectos secundarios, como el golpe de ariete.



Ilustración 7. Carcasa o caracol de una turbina Francis.

Los elementos que componen las turbinas Francis son:

- **Estator o distribuidor.** Conjunto de álabes directrices fijos y móviles (*guide vanes, wicked gates*) que direccionan el agua hacia el rotor.
- **Rotor.** Corona móvil de álabes que redireccionan el agua de radial a axial.
- **Cámara de entrada.** Se diseñan en espiral para dar una componente radial al agua.
- **Tubo de aspiración o de salida de agua.** Su función es mantener la diferencia de presiones entre la entrada y la salida de la turbina, para su correcto funcionamiento.



Il·lustració 8. Interior del caracol de una turbina Francis. En rojo, los guide vanes, y en azul, los wicket gates.

2.3. Conceptos de mecánica de fluidos

En este capítulo se habla brevemente acerca de la mecánica de fluidos para entender mejor el trabajo.

2.3.1. Propiedades de los fluidos

2.3.1.1. Viscosidad

La viscosidad es una medida cuantitativa de la resistencia del fluido a fluir. Más concretamente, la viscosidad determina la velocidad de deformación del fluido cuando se le aplica un esfuerzo cortante dado. La siguiente ecuación indica que el esfuerzo aplicado es también proporcional al gradiente de la velocidad para los fluidos comunes, como coeficiente de viscosidad, μ , la viscosidad dinámica.

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (1)$$

La viscosidad cinemática relaciona la viscosidad dinámica con la densidad del líquido, se denomina así ya que las unidades de masa se cancelan y, por lo tanto, tiene dimensiones de $\{L^2/T\}$.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2)$$

2.3.1.2. Número de Reynolds

El parámetro primario que determina el comportamiento de los fluidos newtonianos (de viscosidad constante) es el número adimensional de Reynolds. Su ecuación es la siguiente, donde V y L representan la velocidad y longitud características del flujo:

$$Re = \frac{\rho VL}{\mu} = \frac{VL}{\nu} \quad (3)$$

Valores muy pequeños de Re indican movimiento lento y viscoso, donde los efectos de la inercia son despreciables. Valores moderados de Re corresponden al flujo laminar ($Re \leq 2000$), caracterizado por variaciones suaves. Valores altos de Re suelen estar asociados al flujo turbulento ($Re \geq 4000$), caracterizado por fuertes fluctuaciones aleatorias de alta frecuencia superpuestas a un flujo medio que también experimenta variaciones suaves con el tiempo.

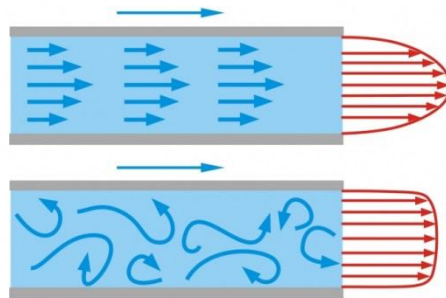


Ilustración 9. Representación de flujo laminar (imagen superior) y flujo turbulento (inferior).

2.3.2. Ecuaciones fundamentales

Para presentar las ecuaciones fundamentales, es necesario primeramente definir de qué se trata un volumen de control. Consiste en una abstracción matemática para aplicar las leyes de un sistema en una región específica, denominada volumen de control. Las leyes se reformulan para ser aplicadas en una región particular que el sistema puede ocupar en un instante determinado, con independencia de que el sistema permanezca o no en esa región.

Para convertir el análisis de un sistema en el análisis de un volumen de control debemos utilizar nuestras matemáticas para poder aplicar las leyes básicas a regiones específicas en lugar de a masas concretas. Esta conversión se consigue mediante el llamado teorema del transporte de Reynolds y se puede aplicar a todas las leyes básicas. Para un volumen de control deformable, el teorema de transporte adopta la forma:

$$\frac{d}{dt}(B_{sist}) = \frac{d}{dt} \left(\int_{VC} \beta \rho dV \right) + \int_{SC} \beta \rho (V_r \cdot n) dA \quad (4)$$

Aplicando el teorema a la masa, la cantidad de movimiento, momento cinético y la energía en un control de volumen infinitesimal, se obtienen las relaciones diferenciales que gobiernan la dinámica de fluidos. A continuación se presentan las ecuaciones fundamentales para un flujo laminar en un plano de referencia inercial.

2.3.2.1. Conservación de la masa

El teorema del transporte de Reynolds, establece una relación entre las variaciones temporales del sistema y las integrales de volumen y de superficie del volumen de control. Pero las derivadas de las propiedades del sistema están dadas por las leyes básicas de la mecánica. Eliminando las derivadas temporales entra ambas relaciones obtenemos las leyes básicas de la Mecánica de fluidos en forma integral. La variable muda B representa, sucesivamente, la masa, la cantidad de movimiento, el momento cinético y la energía.

En el caso de la conservación de la masa, $B=m$ y $\beta=dm/dm=1$, por lo tanto:

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{sist} = 0 = \frac{d}{dt} \left(\int_{VC} \rho dV \right) + \int_{SC} \rho (\mathbf{V} \cdot \mathbf{n}) dA \quad (5)$$

Ésta es la forma integral de la conservación de la masa para un volumen de control deformable. Cuando el volumen de control es fijo, tenemos:

$$\int_{VC} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int_{SC} \rho (\mathbf{V}_r \cdot \mathbf{n}) dA = 0 \quad (6)$$

Si el volumen de control tiene sólo un cierto número de salidas y entradas unidimensionales, podemos escribir:

$$\int_{VC} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \sum_i (\rho_i A_i V_i)_{sal} - \sum_i (\rho_i A_i V_i)_{ent} = 0 \quad (7)$$

Y si se tiene que el flujo es estacionario, con entradas y salidas unidimensionales, la fórmula queda reducida a:

$$\sum_i (\rho_i A_i V_i)_{ent} = \sum_i (\rho_i A_i V_i)_{sal} \quad (8)$$

Flujo saliente = Flujo entrante

2.3.2.2. Conservación de la cantidad de movimiento

En la segunda ley de Newton, la propiedad que se derivaba era la cantidad de movimiento $m \cdot V$. Por tanto, la variable muda es $B = mV$ y $\beta = dB/dm = V$, y la aplicación del teorema del transporte de Reynolds proporciona la ecuación de cantidad de movimiento para un volumen de control deformable:

$$\frac{d}{dt}(mV)_{sist} = \sum F = \frac{d}{dt} \left(\int_{VC} V \rho dV \right) + \int_{SC} V \rho (V_r \cdot n) dA \quad (9)$$

Si contamos con flujo unidimensional, con únicamente entradas y salidas, la ecuación se reduce de nuevo a:

$$\sum F = \frac{d}{dt} \left(\int_{VC} V \rho dV \right) + \sum (\dot{m}_i V_i)_{sal} - \sum (\dot{m}_i V_i)_{ent} \quad (10)$$

2.3.2.3. Ecuaciones de Navier-Stokes

Las ecuaciones de Navier-Stokes describen el movimiento de un fluido viscoso. Se obtienen aplicando las leyes de conservación en un volumen diferencial del fluido. La solución de las ecuaciones de Navier-Stokes describen la velocidad en cada punto del flujo respecto el tiempo.

$$\begin{aligned} \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) &= \rho \frac{du}{dt} \\ \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) &= \rho \frac{dv}{dt} \\ \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) &= \rho \frac{dw}{dt} \end{aligned} \quad (11)$$

Éstas son las ecuaciones de Navier-Stokes para flujos incompresibles. Son ecuaciones diferenciales en derivadas parciales no lineales de segundo orden.

Sólo se conoce un número limitado de soluciones analíticas de las ecuaciones de Navier-Stokes, estas ecuaciones se pueden resolver gracias al campo de la mecánica de fluidos computacional, CFD (*Computational Fluid Dynamics*). Hoy en día es posible obtener resultados CFD aproximados, pero realistas, de una gran variedad de flujos viscosos bidimensionales y tridimensionales complejos.

2.3.2.4. Capa límite

La región del fluido en contacto con un límite sólido donde el comportamiento del fluido está alterado por el sólido y los efectos de la viscosidad son dominantes se conoce como capa límite (*boundary layer*), y se observa un gradiente positivo en la velocidad entre las capas del fluido en contacto. Se entiende como aquella en la que la velocidad del fluido respecto al sólido en movimiento varía desde cero hasta el 99% de la velocidad de la corriente no perturbada.

Según su estructura y las circunstancias, dos tipos de capa límite pueden ser definidas:

- **Capa límite laminar:** es más suave que la turbulenta, ya que la turbulenta contiene espirales, vórtices. El flujo laminar crea menos fricción de arrastre que el turbulento, pero es menos estable. El grueso de la capa límite crece a lo largo de la superficie.
- **Capa límite turbulenta:** en algún punto de la capa límite laminar, el flujo suave rompe y a través de una fase de transición, se desarrolla una región turbulenta.

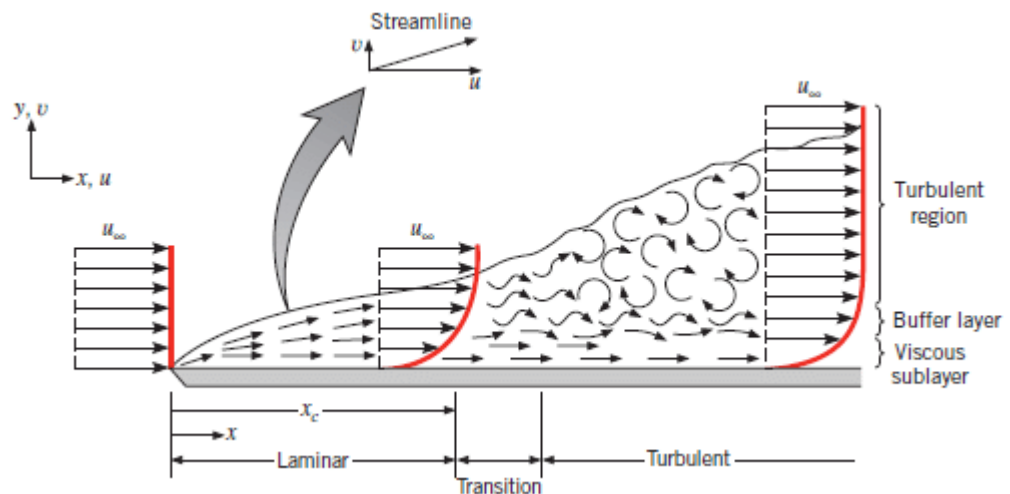


Ilustración 10. Desarrollo de la capa límite de un flujo sobre una placa plana [10].

Como se puede observar en la *Ilustración 10*, el flujo cerca de una pared puede ser dividido en tres regímenes:

- **Subcapa viscosa (Viscous sublayer).** Prácticamente laminar, cercana a la capa sólida.
- **Capa de transición (Buffer layer).** Entre la subcapa y la región turbulenta.
- **Región turbulenta (Turbulent region).** Lejos de la pared.

Como resultado del fenómeno turbulento, la distribución de la presión en los álabes cambia periódicamente, generando también una periódica variación de la componente de la fuerza en el álabe. Esta componente puede dividirse entre la componente perpendicular al flujo, llamada fuerza de sustentación F_L (*Lift force*), y la componente paralela al flujo, conocida como fuerza de arrastre, F_D .

(*Drag force*). Debido al flujo no estacionario, ambas fuerzas varían en el tiempo. Sus correspondientes coeficientes C_L y C_D pueden definirse como se muestra a continuación:

(12)

$$C_L = \frac{L(t)}{\frac{1}{2}\rho U^2 d} \quad C_D = \frac{D(t)}{\frac{1}{2}\rho U^2 d} \quad (133)$$

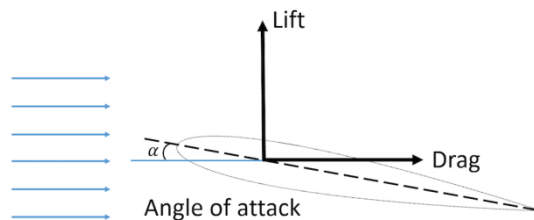


Ilustración 11. Representación de la fuerza de sustentación (Lift) y arrastre (Drag).

2.4. Daños en el rotor

Tal y como se ha anunciado en el apartado 1.5, el objetivo de este proyecto es tratar de observar cómo afectan los daños en la entrada del rotor al comportamiento de la turbina. Por lo tanto, en este capítulo se exponen los diversos daños que pueden afectar al rotor y sus causas.

2.4.1. Cavitación

Entre los principales problemas encontrados en el rotor de las turbinas de reacción de las hidroeléctricas se encuentra el desgaste por cavitación, que es un fenómeno físico no deseado, que provoca vibraciones, disminución de la eficiencia y rendimiento, inestabilidad operativa, producción de ruido y daños a la superficie del material de los componentes de las turbinas, especialmente en el lado de succión de los álabes del rotor.

La cavitación es la formación y posterior colapso repentino (implosión) de burbujas de vapor (cavidades) en el seno de un líquido. Este fenómeno ocurre cuando la presión estática local en un fluido alcanza la presión de vapor del líquido a la temperatura local. Es decir, en la zona de alta velocidad de una turbina, la presión puede bajar a un valor muy bajo formando pequeñas burbujas de vapor, que luego colapsan, generándose la cavitación que conduce a picaduras de erosión (como se puede apreciar en la *Ilustración 13*) en la superficie siempre que estas burbujas se encuentren lo suficientemente cerca. Supone ni más ni menos que la ebullición del líquido a temperatura ambiente provocado por muy bajas presiones (*Ilustración 12*).

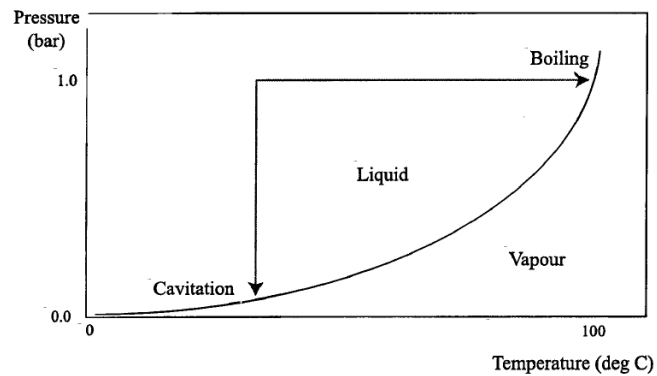


Ilustración 12. Diagrama Presión-Temperatura.



Ilustración 13. Daños producidos por cavitación, deformaciones en los álabes y picaduras.

2.4.2. Daños por cuerpos introducidos en la turbina

2.4.2.1. Erosión

En la entrada del sistema hidráulico, se sitúa una rejilla de filtración para impedir el paso de grandes cuerpos como troncos o piedras al conducto que lleva hasta la turbina. De todos modos, es común que pequeños cuerpos como partículas de arena o pequeños escombros crucen la rejilla. El paso continuado de estos pequeños cuerpos a través de la turbina producen abrasión y, consecuentemente, daños.

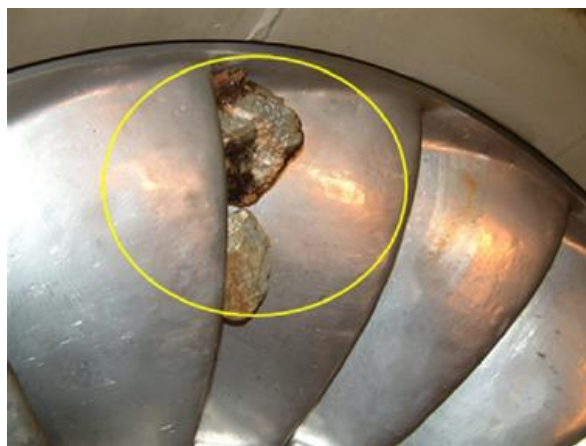
La ingesta de arena depende de la calidad del agua y del estado de la presa. Por ejemplo, es un grave problema en los ríos chinos donde padecen una considerable erosión por fango. Si el agua contiene fango o arena, las partes de los álabes que más sufren la abrasión deben de ser reforzados con materiales especiales.



Il·lustració 14. Rotor Francis mostrant els efectes de la erosió.

2.4.2.2. Bloqueo

Las centrales cuentan con filtros de rejillas para impedir el paso de cuerpos grandes como troncos o piedras a la turbina, pero no es extraño que alguna de las barras de la rejilla de filtración rompa por fatiga y se introduzcan grandes cuerpos en el sistema. La introducción accidental de cuerpos en la turbina puede causar daños en esta. Si estos cuerpos son suficientemente grandes, puede bloquear el espacio entre dos álabes y alterar el funcionamiento (*Ilustración 15*). Las centrales cuentan con filtros de rejillas para impedir el paso de cuerpos grandes como troncos o piedras a la turbina, pero no es extraño que alguna de las barras de la rejilla de filtración rompa por fatiga y se introduzcan grandes cuerpos en el sistema [7].



Il·lustració 15. Ejemplo del bloqueo entre dos álabes por la ingesta de grandes piedras [7].

2.5. Interacción Rotor-Estator, RSI

El fluido a la hora de pasar por los álabes de una máquina hidráulica, provoca fuerzas que producen una excitación, que se absorbe por la resistencia del material del álabe. Pero a lo largo de la salida de los álabes, se pueden producir lo que se conoce como desprendimiento de vórtices, debido a las fluctuaciones de la capa límite. Estos desprendimientos de vórtices, conceden un carácter turbulento al flujo al salir del álabe y producen interferencias entre el rotor y el estator.

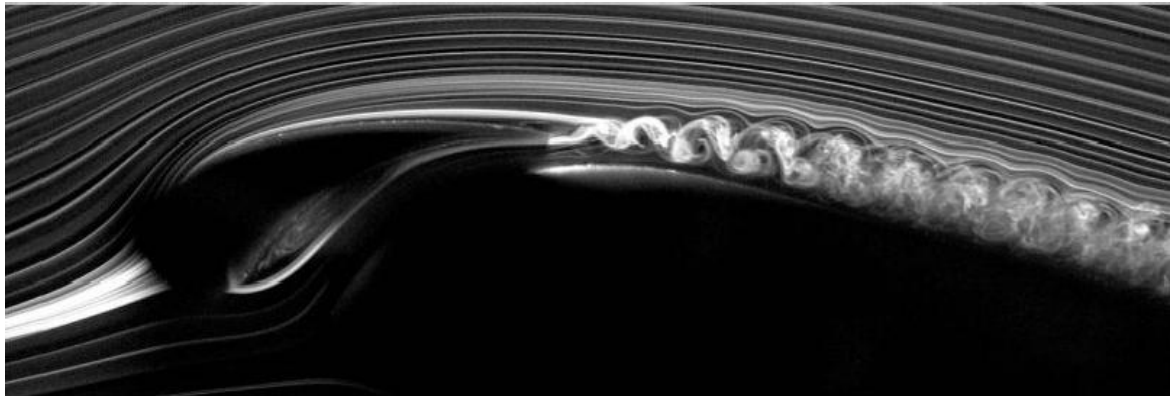


Ilustración 16. Desprendimiento de vórtices al salir del álabe.

Con tal de ganar eficiencia en el rendimiento de la máquina, la distancia entre los álabes distribuidores del estator y del rotor es mínima. En estas situaciones, puede haber una fuerte interacción entre ellos que influye en la dinámica del flujo y el rendimiento estructural de la turbomáquina. Este fenómeno, la interacción rotor – estator (RSI) tiene una gran influencia en el comportamiento de la máquina. Estas interacciones tienen un impacto significativo en las características de las vibraciones y de la acústica de la máquina, incluso en algunas ocasiones estas interacciones han llevado a un fallo en algún álabe. Según *Dring et al., 1982* y *Arndt et al., 1989*, el RSI consta básicamente de dos fenómenos:

- **Interacción del flujo potencial** (*potential interaction*). Según el espacio que haya entre los álabes del estator y del rotor, la interacción será más o menos intensa. Cada vez que un álabe del rotor pasa frente un álabe del estator, se producen variaciones de presión que modifican el flujo y la respuesta de la máquina.
- **Interacción de excitación o del vórtice** (*wake interaction*). Se debe a la generación de vórtices por el estator que alcanzan el rotor, generando un flujo no estacionario debido a condiciones de flujo no uniformes en la entrada.

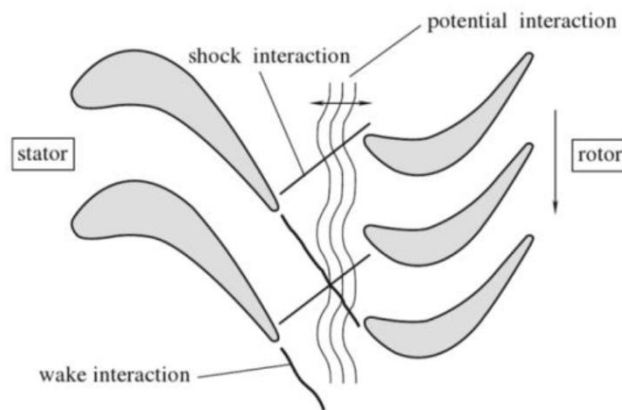


Ilustración 17. Inestabilidades producidas por el fenómeno RSI [3].

2.6. Fluidodinámica computacional, CFD

2.6.1. Generalidades y aplicaciones

La fluidodinámica computacional (CFD) es una rama de la Mecánica de fluidos que estudia diferentes maneras de obtener una solución para las ecuaciones de Navier-Stokes usando métodos numéricos.

Las principales ventajas del CFD respecto a los estudios experimentales son:

- Reducción de los plazos de entrega y de los costes del nuevo diseño.
- Posibilidad de estudiar sistemas bajo condiciones peligrosas o fuera de las condiciones de trabajo.
- Posibilidad de estudiar sistemas en el que un experimento es difícil de controlar.
- Resultados con un elevado número de datos.

Actualmente a nivel industrial, el CFD es esencial para el desarrollo de productos. En ingeniería está presente en prácticamente todos los campos, por ejemplo:

- Ingeniería Mecánica: estudio de turbomáquinas, transferencias de calor...
- Ingeniería Civil: análisis de fuerzas sobre estructuras, análisis estructural de presas...
- Ingeniería aeronáutica: optimización de perfiles alados, estudio aerodinámico de aviones...
- Ingeniería Naval: estudio hidrodinámico de barcos...
- Ingeniería Biomédica: análisis del flujo sanguíneo o campos de presión en arterias...

2.6.2. Discretización

El método consiste en discretizar una región del espacio creando lo que se conoce por una malla espacial, dividiendo una región en pequeños volúmenes de control. La discretización consiste en el

proceso de transferir funciones continuas, modelos, variables y ecuaciones a contrapartes discretas. Se trata de un primer paso para que pueda realizarse la evaluación numérica mediante CFD. La medida y el número de volúmenes de control de esta malla es uno de los factores determinantes en la consecución de buenos resultados numéricos. Una vez definidas las condiciones de contorno del problema, se resuelven numéricamente los balances de flujo y energía. El proceso se realiza de forma iterativa hasta que el error es suficientemente pequeño. Para ello, los directores de la simulación deben observar los datos obtenidos y cuando estos se encuentren estabilizados, detener la simulación.

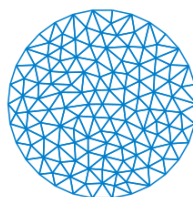


Ilustración 18. Representación de discretizar.

2.6.3. Modelos de turbulencia

Cuando consideramos un flujo laminar, es posible resolver las ecuaciones de Navier-Stokes directamente para predecir el flujo. Pero, si el número de Reynolds es alto, el flujo oscila y, por lo tanto, crece la turbulencia. Para números de Reynolds muy altos, el flujo es totalmente turbulento y exhibe un comportamiento caótico. En esta situación, las ecuaciones de Navier-Stokes no pueden resolverse directamente. Por esta razón, se han desarrollado modelos turbulentos conocidos como RANS, Navier-Stokes con promediados de Reynolds (*Reynold Average Navier-Stokes*), que manejan las ecuaciones de Navier-Stokes de manera que las pequeñas escalas de fluctuación de turbulencia no sean simuladas directamente. Este método introduce términos adicionales a las ecuaciones para ser modeladas, con el objetivo de conseguir cerrar las incógnitas. Reducen en gran medida los esfuerzos computacionales, algunos de estos modelos son $k-\epsilon$, $k-\omega$, Spalart-Allmaras, Shear Stress Transport...

El modelo utilizado en el presente trabajo es el modelo SST $k-\omega$ (*Shear Stress Transport $k-\omega$*). Este modelo permite mezclar con eficacia la formulación sólida y precisa del modelo $k-\omega$ en la región cercana a la pared, con la independencia del flujo libre del modelo $k-\epsilon$, en la zona exterior. Esta mezcla permite que el modelo SST $k-\omega$ sea más preciso y fiable para una clase más amplia de flujos (por ejemplo, los flujos gradientes de presión negativos, superficies de sustentación, ondas de choque transónicas) que el modelo estándar $k-\omega$ [1].

3. Metodología del proyecto

La metodología seguida para la realización de un proyecto de estas características consta de cuatro fases diferenciadas. Diseño de la geometría, confección de la malla, configuración de la simulación y análisis de resultados. Se explican con detalle en los siguientes capítulos:

- **Definir objetivo:** concretar qué parte de la turbina se quiere estudiar, definir el estudio.

PRE-PROCESO

- **Diseño de la geometría:** en esta fase, a partir del modelo de la turbina en archivo *.SLDPRT* (*SolidWorks*) se diseña la geometría que nos interesa analizar.
- **Confección de la malla:** una vez se dispone de la geometría que se quiere analizar, a ésta se le aplica un mallado que facilite su análisis por el método de volúmenes finitos.
- **Parámetros de control y simulación:** se configuran los parámetros físicos y de control de la simulación mediante *Ansys-CFX*. Se colocan monitores para obtener resultados en determinados puntos, más adelante se definen.

POST-PROCESO

Análisis de resultados: finalmente, con los resultados obtenidos de la simulación, éstos se analizan y comparan para extraer las conclusiones pertinentes. Al acabar, es posible repetir el proceso con una nueva geometría.

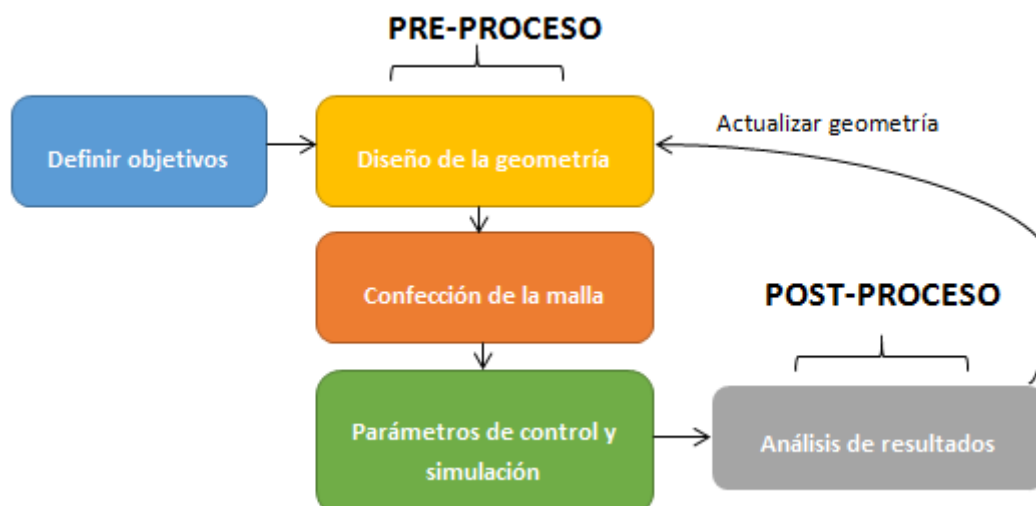


Ilustración 19. Esquema de la metodología seguida.

3.1. Definir objetivos

Se disponen de tres geometrías diferenciadas, ya modeladas en 3D. El estator, el rotor y el tubo de aspiración.

Estator

La geometría del estator se presenta simplificada, sin la carcasa en espiral previa (caracol). El fluido entra directamente por la pared exterior, se distribuye a través de dos anillos de álabes, 16 álabes directrices fijos (*guide vanes*) y 16 álabes directrices móviles (*wicket gates*), para salir en dirección a los álabes del rotor.

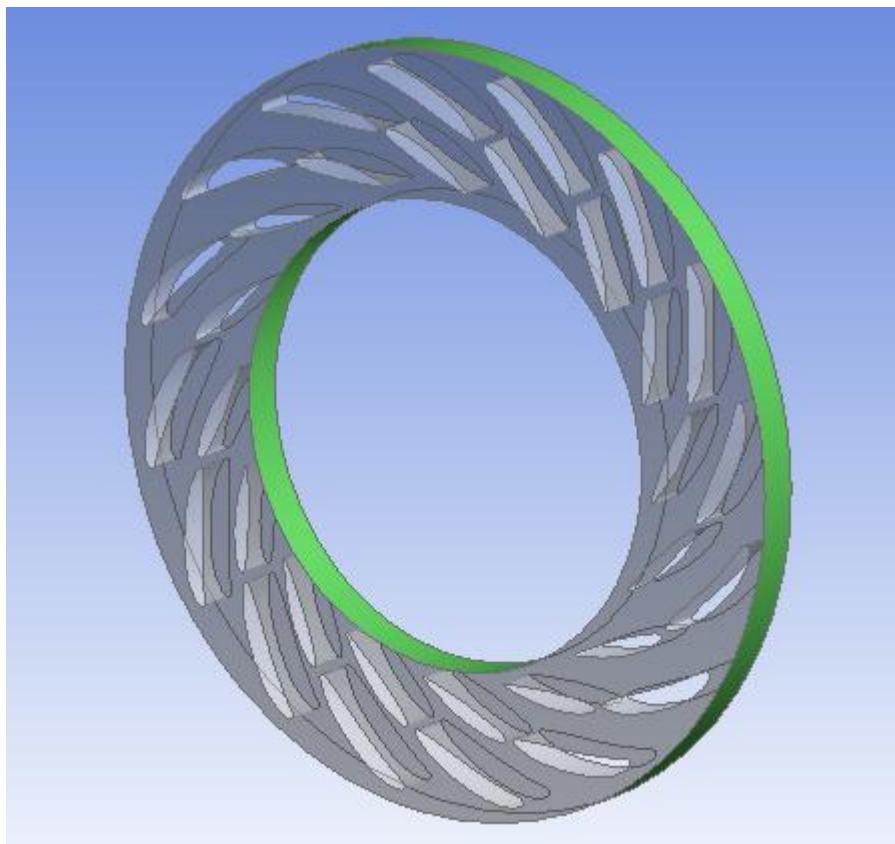


Ilustración 20. Estator.

Rotor

El rotor está compuesto por 7 álabes. El flujo entra por la pared exterior seleccionada y sale por la abertura circular, también seleccionada, donde se conecta el tubo de aspiración. Con el paso del flujo a través de los álabes, el rotor entra en movimiento y gira.

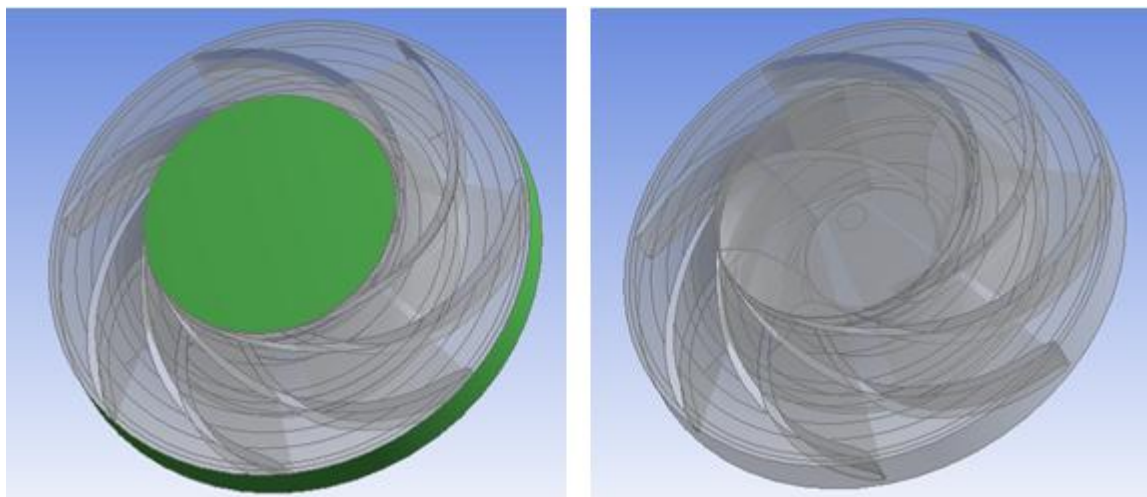


Ilustración 21. Rotor con la entrada y salida del flujo seleccionada y sin selecciones.

Tubo de aspiración

Finalmente tenemos el tubo de aspiración, se observa cómo va aumentando su sección ejerciendo de difusor, disminuyendo la velocidad y equiparándose con la presión atmosférica.

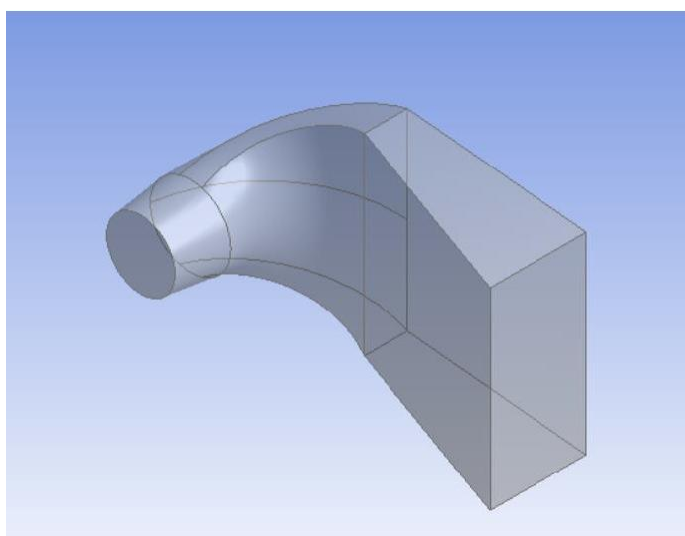


Ilustración 22. Tubo de aspiración.

Dominio final

Con anterioridad, esta misma turbina ya ha sido estudiada por otros compañeros, focalizando el estudio en la interacción del Rotor-Estator o en el comportamiento de la turbina con álabes directrices desalineados. En línea con los anteriores estudios mencionados, el objetivo definido para este proyecto ha sido finalmente el estudio del comportamiento de la turbina con daños a la entrada del rotor. El objetivo es realizar varias geometrías que representen algunos de los daños expuestos previamente y observar cómo afectan éstos al comportamiento de la turbina hidráulica. Se dispone de la geometría del rotor y del estator en formato *SolidWorks*, mientras que la geometría del tubo de aspiración está en distinto formato, compatible con *Ansys*.

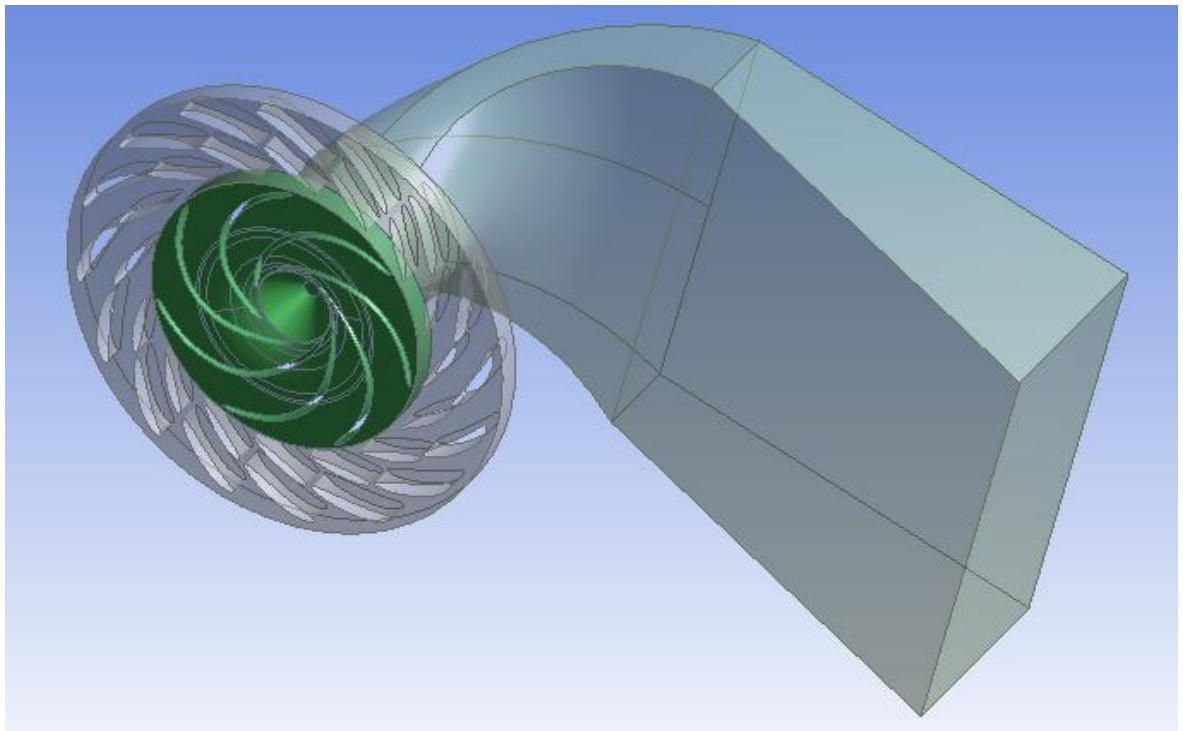


Ilustración 23. Geometría completa, marcando el dominio del proyecto, el rotor.

4. PRE-PROCESO

4.1. Diseño de la geometría

La primera parte del pre-proceso consiste en diseñar la geometría a analizar. En este caso, se dispone ya del rotor modelado en 3D en formato *SolidWorks*, por lo tanto se trata de realizar pequeñas modificaciones en la geometría inicial. Una de las modificaciones que hay que realizar previamente a importar la geometría a *Ansys* es convertir las dimensiones originales del prototipo a las del modelo. Se utilizan otras dimensiones más pequeñas para simplificar y agilizar el estudio. El número de álabes no varía, mientras que partiendo de las dimensiones del modelo decididas, se calculan los demás parámetros mediante las leyes de semejanza, como la altura, el caudal y la velocidad de giro (marcados en azul). En la *Tabla 1* se muestran los datos obtenidos:

	PROTOTIPO	MODELO
Diámetro rotor, D_1 (m)	2,92	0,510
Grosor entrada rotor, b_1 (m)	0,253	0,0442
Altura, H (m)	400	400
Caudal, V (m³/s)	31,25	0,953
Velocidad giro, n (rpm)	600	3435
Densidad, ρ_o (kg/m³)	1000	1000
Viscosidad, m_u (Pa·s)	0,001	0,001
Álabes rotor	7	7
Álabes directrices	16	16

Tabla 1. Condiciones de trabajo prototipo-modelo.

4.1.1. Semejanza de la turbina (Prototipo – Modelo)

Los parámetros de altura, caudal y velocidad de giro en el modelo se obtienen aplicando las leyes de semejanza. Estos cálculos fueron realizados por Daniel Pérez Bermejo [8]. Se procede a mostrar el procedimiento seguido para su cálculo.

Se exigen, en general, tres condiciones para que la predicción del comportamiento del prototipo de una máquina a partir de los ensayos realizados con un modelo sea válida. Estas son semejanza geométrica, semejanza cinemática y semejanza dinámica.

La semejanza geométrica exige que toda la máquina esté a escala en el modelo. Se aplica en *SolidWorks* la siguiente reducción de escala:

$$Escala = \frac{D_{1modelo}}{D_{1prototipo}} = \frac{0,51}{2,92} = 0,1746 \quad (14)$$

Para obtener los demás parámetros se parte de afirmar que modelo y prototipo, turbomáquinas con flujos subsónicos, funcionan a un número de Reynolds idéntico.

$$Re_m = Re_p$$

$$\frac{D_m \cdot u_m}{v_m} = \frac{D_p \cdot u_p}{v_p} \quad (15)$$

Las viscosidades se mantienen iguales por lo tanto:

$$D_m \cdot u_m = D_p \cdot u_p \quad (16)$$

Esto es:

$$u_m = u_p$$

$$u_m = \frac{\pi \cdot D_m \cdot n_m}{60} = u_p = \frac{\pi \cdot D_p \cdot n_p}{60} = \frac{\pi \cdot 2,92 \text{ m} \cdot 600 \text{ rpm}}{60} = 91,73 \text{ m/s} \quad (17)$$

$$n_m = \frac{60 \cdot 91,73 \text{ m/s}}{\pi \cdot 0,51 \text{ m}} = 3435 \text{ rpm} \quad (18)$$

De la relación de velocidades y alturas se deduce que la altura debe mantenerse igual que la del prototipo puesto que las velocidades lineales también son iguales.

$$\frac{C_p}{C_m} = \left(\frac{H_p}{H_m} \right)^{1/2} \quad (19)$$

$$H_p = H_m = 400 \text{ m} \quad (20)$$

Por último, se pasa a calcular el caudal del modelo, uno de los valores más importantes para la simulación. Según las leyes de semejanza de turbinas, la turbina del prototipo y la del modelo tienen que tener el mismo número específico de revoluciones adimensional:

$$n_{sp} = n_{sm} \quad (21)$$

$$n_{sp} = \frac{\omega_p \cdot \dot{V}^{1/2}}{(H_p \cdot g)^{3/4}} = \frac{\left(600 \text{ rpm} \cdot \frac{2\pi}{60}\right) \cdot 31,25^{1/2}}{(400 \cdot g)^{3/4}} = 0,7084 \quad (22)$$

$$\dot{V}_m = \left(\frac{n_{sm} \cdot (H_m \cdot g)^{3/4}}{\omega_m} \right)^2 = \left(\frac{0,7084 \cdot (400 \cdot g)^{3/4}}{3534 \text{ rpm} \cdot \frac{2\pi}{60}} \right)^2 = 0,953 \text{ m}^3/\text{s} \quad (23)$$

Los anteriores datos calculados son los que definirán la simulación del modelo mediante CFX.

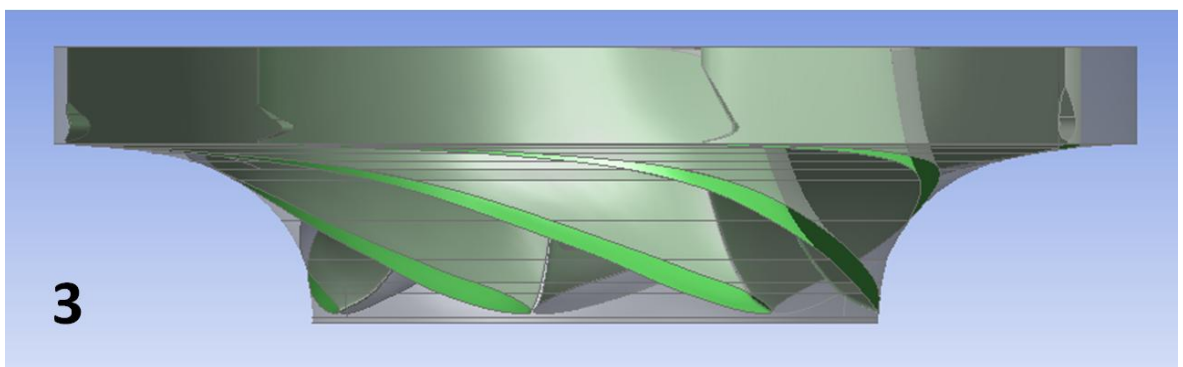
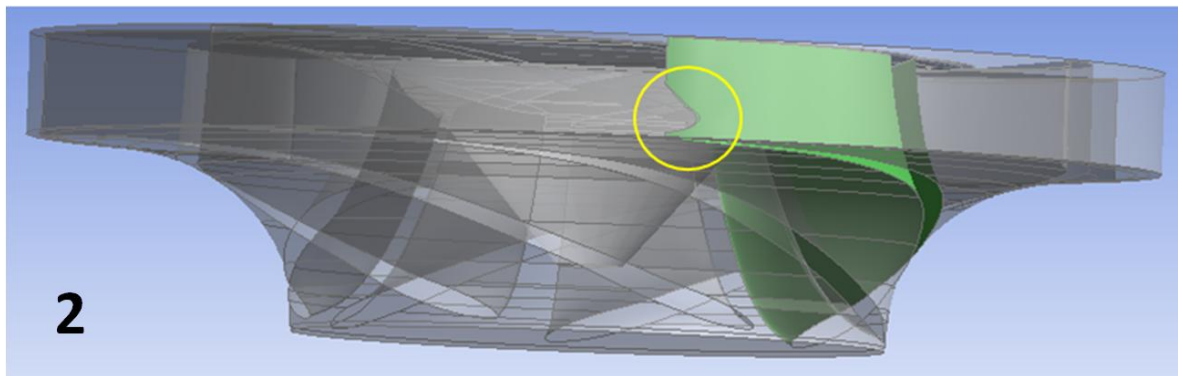
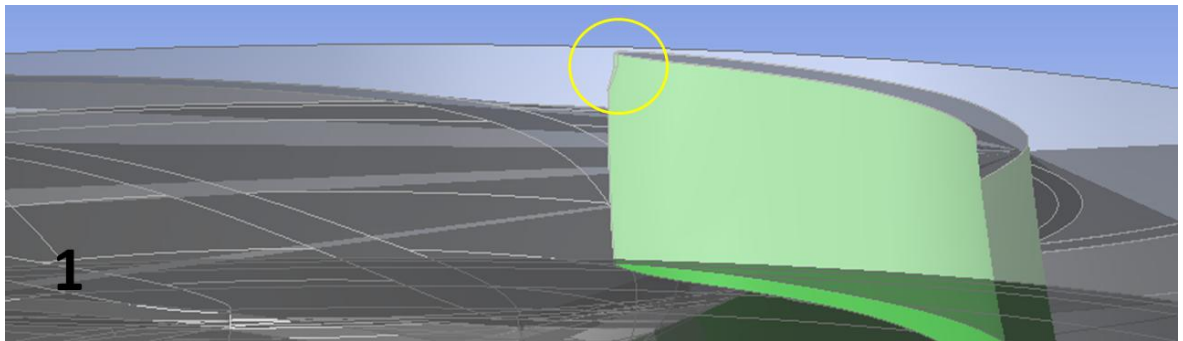
4.1.2. Geometrías a simular

Se decide efectuar la simulación de cuatro geometrías diferenciadas, para luego comparar sus resultados. Estas son:

- **0. Original.** Geometría original, sus resultados son la referencia del comportamiento correcto de la turbina.
- **1. Daño superior en un solo álabe (Rotor Inlet Failure 1, Rfi-1).** En esta geometría se realiza un corte en un solo álabe simulando daño por cavitación o erosión. Este corte es de pequeñas dimensiones y aparece en la parte superior del álabe.
- **2. Daño en un solo álabe (Rfi-2).** De igual manera que en la geometría anterior, se crea una mordedura en un solo álabe pero en la parte inferior, que es donde suelen aparecer los daños. Este corte es de mayores dimensiones que el de la anterior geometría. Simulando una mayor erosión.

- **3. Daños en todos los álabes (Rfi-3).** Se representa el mismo tipo de daño anterior, pero ahora en todos los álabes del rotor.
- **4. Daños en todos los álabes, tamaño aumentado (Rfi-4).** Se incrementa el tamaño de los daños anteriores. Los resultados de esta geometría no se presentan en la memoria por falta de tiempo para realizar esta última simulación. Los resultados serán presentados durante la defensa oral del proyecto.

En la *Ilustración 24* se muestran las geometrías modificadas donde se aprecian las mordeduras realizadas, imitando daños por erosión o cavitación.



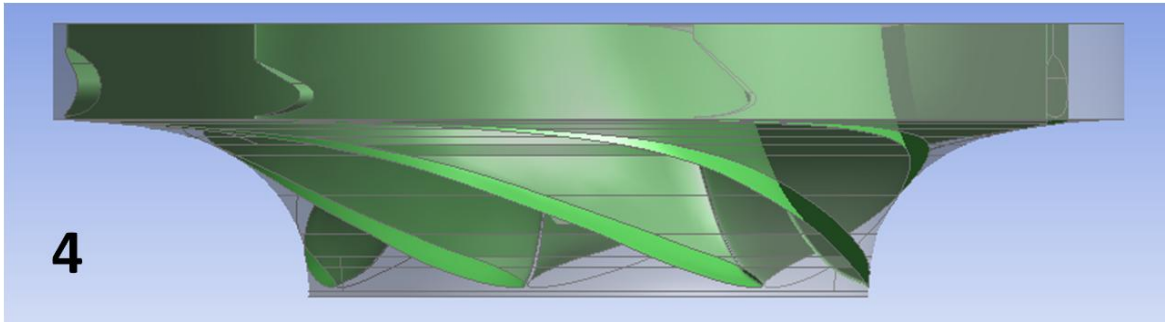


Ilustración 24. Detalles de las cuatro geometrías que se analizan.

4.2. Confección de la malla

Como se ha explicado en el capítulo 2.6.2, previamente a ejecutar el análisis mediante CFD, la geometría debe ser dividida en pequeñas piezas llamadas elementos, unidas por vértices, estos son, los nodos. Elementos y nodos forman la malla que simplifica el cálculo mediante discretización. Si la discretización es suficientemente fina y el número de elementos es el adecuado, la solución numérica obtenida mediante este método aproximará bien la solución real. El número de elementos de la malla es el factor dominante para el diseño de la malla en estudio. Debe ser un número de elementos que asegure un buen cálculo pero no debe ser un número demasiado alto, pues el cálculo sería más lento. La realización de la malla del estator y el tubo de aspiración no es parte de este trabajo, se toman las mallas realizadas en el estudio de Daniel Pérez Bermejo [8], por lo tanto se disponen de estas mallas ya confeccionadas y, además, se sabe de antemano que el número correcto de elementos para el mallado del rotor está entre 1.000.000-1.500.000 de elementos.

La herramienta *Meshing* de *Ansys* ofrece diversas funciones para obtener una buena malla. A continuación se explican con detalle aquellas que se han utilizado:

- ***Inflation*.** Como se ha explicado, a pesar de que cuanto más fina es la malla, más ajustados son los resultados, no es conveniente excederse pues requerirá más tiempo de cálculo. De manera que, gracias a la función *Inflation*, se puede hacer la malla más fina solamente allí donde hay una mayor variación de resultados. Por ello se coloca *Inflation* en los bordes de los álabes, en la capa límite, para poder captar con mayor precisión qué sucede.

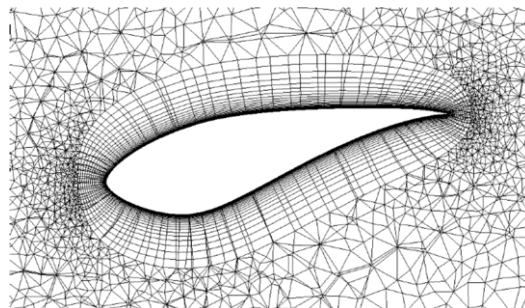


Ilustración 25. Ejemplo de Inflation en un álabe en la zona cercana a la pared.

Mediante tres parámetros se define el *Inflation*, estos son: la distancia de la primera capa respecto la superficie del álabe, el número de capas que tendrá y el ratio de crecimiento de estas capas.

Ahora es cuando entra en acción el cálculo del valor y^+ . El valor y^+ es un valor adimensional que se usa para describir como de fina o gruesa es una malla dependiendo de las características del flujo que se dispone. Partiendo de un valor escogido de y^+ , se calcula el valor de la distancia de la primera capa y . Se dispone de dos estrategias para el modelado de *Inflation*. Estas son:

- **Usando las funciones de pared (*fully turbulent region*).** Las funciones de pared utilizan los perfiles adimensionales predecibles de las capas límite que se muestran en la *Ilustración 26*, para permitir calcular condiciones en la pared cuando nos encontramos con la primera capa en la *log-layer*, esta es, la zona completamente turbulenta. Esto depende del número de Reynolds del sistema. A medida que el número de Reynolds aumenta, la región logarítmica se extiende a valores más altos de y^+ . Normalmente se encuentran entre $30 < y^+ < 300$.

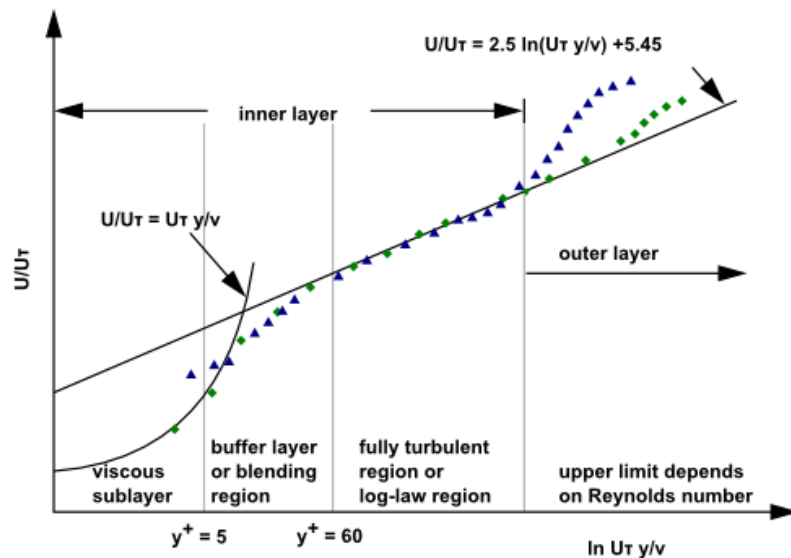


Ilustración 26. Divisiones de la región límite con la pared.

- **Resolviendo la subcapa viscosa (*viscous sublayer*).** Siguiendo esta estrategia de cálculo, correspondiente a la subcapa viscosa, y^+ plus no debe ser mayor que 5, y el ratio de crecimiento no debe superar el de 1,2. Estos valores aseguran que la malla será capaz de resolver adecuadamente los gradientes en la subcapa. Esta es la estrategia que se seguirá en este proyecto para el cálculo de la y^+ . La ley de la pared es única y obedece a la relación lineal viscosa. La definición de y^+ es la siguiente:

$$y^+ = \frac{y \cdot u_f}{\mu_c} \quad (24)$$

Se procede a mostrar el procedimiento de cálculo.

$$Re = \frac{\rho \cdot u_r \cdot L}{\mu} \quad (25)$$

Donde u_r corresponde a la velocidad radial del fluido. Para calcular el número de Reynolds se necesita calcular previamente la componente radial de la velocidad:

$$\dot{V}_r = u_r \pi D_1 b_1 \rightarrow u_r = \frac{\dot{V}_r}{\pi D_1 b_1} = 13,4647 \text{ m/s} \quad (26)$$

Por tanto:

$$Re = \frac{\rho \cdot u_r \cdot b_{p1}}{\mu_d} = \frac{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 13,45 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,25 \text{ m}}{0,001 \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 3243500 \quad (27)$$

Calculamos el coeficiente de arrastre para placa plana ideal:

$$C_D = 0,0359 * Re^{0,2} \quad (28)$$

Aplicamos el coeficiente de corrección de placa plana a álabe.

$$C_{D2} = 0,45 \cdot C_D = 0,000806 \quad (29)$$

$$u_f = u_r \cdot \sqrt{C_{D2}} = 0,368974 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (30)$$

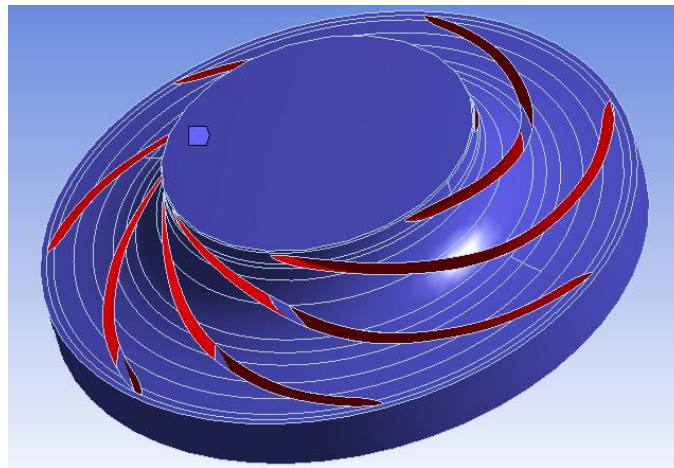
Establecemos que $y^+ = 5$, por tanto:

$$y = \frac{(y^+) \cdot \mu_c}{u_f} \cdot 2 = 2,72 \cdot 10^{-5} \text{ m} \quad (31)$$

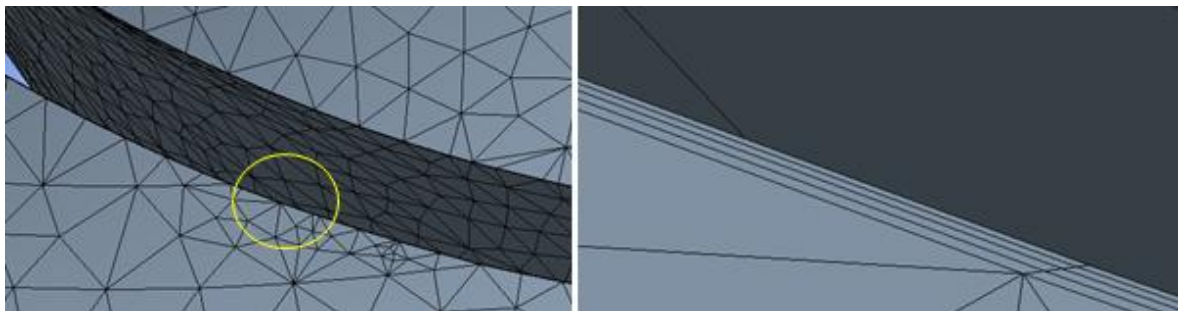
Ya se tiene el valor de la distancia de la primera capa, y por tanto los parámetros del *Inflation* son los siguientes:

Details of "Inflation" - Inflation	
Suppressed	No
Boundary Scoping Method	Geometry Selection
Boundary	14 Faces
Inflation Option	First Layer Thickness
<input type="checkbox"/> First Layer Height	2,72e-005 m
<input type="checkbox"/> Maximum Layers	4
<input type="checkbox"/> Growth Rate	1,2
Inflation Algorithm	Pre

Il·lustració 27. Paràmetres Inflation.



Il·lustració 28. Selecció de caras para Inflation.



Il·lustració 29. Detalle de las cuatro capas de Inflation.

- **Face Sizing.** Para realizar una geometría más fina allí donde más nos interesa observar qué sucede, *Ansys Meshing* nos proporciona la operación *Face Sizing*, que nos permite dotar de un tamaño de elementos menor o mayor a determinadas caras del cuerpo. En este caso, se ha establecido un tamaño de elementos menor en las caras de los álabes, de la entrada y de la salida del rotor. Este tamaño establecido es de 0,005 m por elemento.

Details of "Face Sizing" - Sizing	
[-] Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	2 Faces
[-] Definition	
Suppressed	No
Type	Element Size
<input type="checkbox"/> Element Size	5,e-003 m
Behavior	Soft

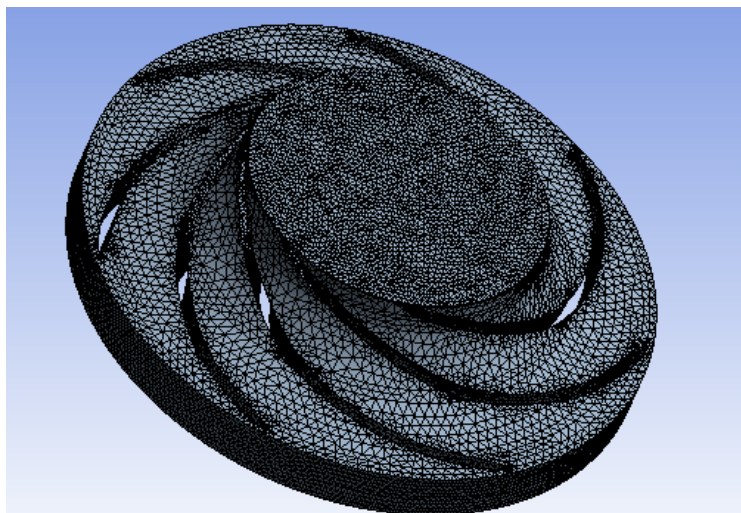
Il·lustració 30. Paràmetres de uno de los Face Sizing.

Por último, se establece el tamaño de los elementos de la malla allí donde no se aplica ningún *Face Sizing*. El tamaño establecido es de 0,01 m. Se ha determinado este valor porque garantiza un número de elementos final adecuado, entre el millón y el millón y medio de elementos. Todas las geometrías dispondrán de la misma configuración de malla.

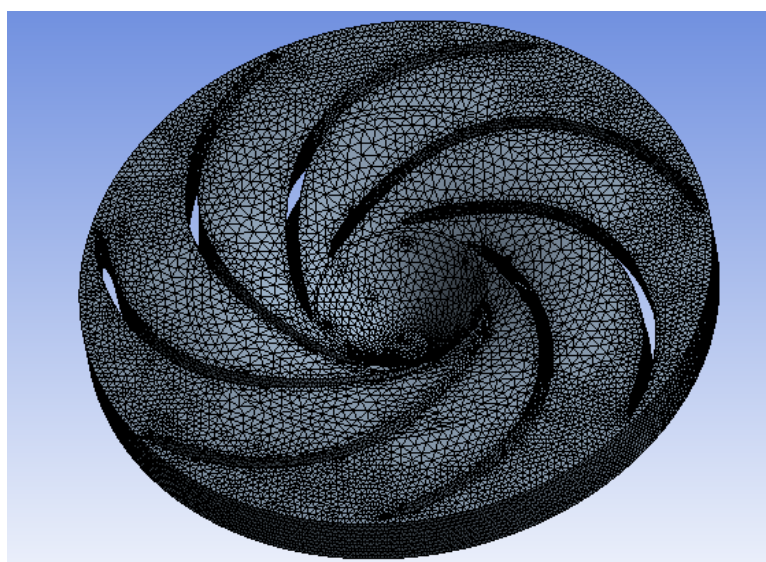
Details of "Mesh"	
[-] Display	
Display Style	Body Color
[-] Defaults	
Physics Preference	CFD
Solver Preference	CFX
<input type="checkbox"/> Relevance	90
[-] Sizing	
Use Advanced Si...	Off
Relevance Center	Fine
<input type="checkbox"/> Element Size	1,e-002 m
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Medium
Transition	Slow
Span Angle Center	Fine
Minimum Edge L...	7,3653e-005 m

Il·lustració 31. Paràmetres generals de la malla.

Finalmente, la malla obtenida luce así:



Il·lustració 32. Malla rotor.



Il·lustració 33. Malla rotor vista superior.

El número de nodos y elementos obtenidos entra en el rango deseado, como se aprecia en la *Il·lustració 34*:

Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	285928
<input type="checkbox"/> Elements	1310510
Mesh Metric Aspect Ratio	
<input type="checkbox"/> Min	1,1614
<input type="checkbox"/> Max	1396,
<input type="checkbox"/> Average	22,677
<input type="checkbox"/> Standard Devi...	67,883

Il·lustració 34. Estadístiques finals de la malla.

4.3. Parámetros de control y simulación

Después del mallado de la geometría, se configura el software que resolverá las ecuaciones. El software que se utilizará será *ANSYS-CFX*, puesto que funciona con rapidez y robustez a la hora de simular turbomáquinas. Las geometrías parten todas del mismo plano de referencia, por lo tanto, al abrirlas en la interface *CFX*, estas ya aparecen perfectamente alineadas (*Ilustración 23*). La configuración de la simulación desde *Ansys* es la siguiente (*Ilustración 35*):

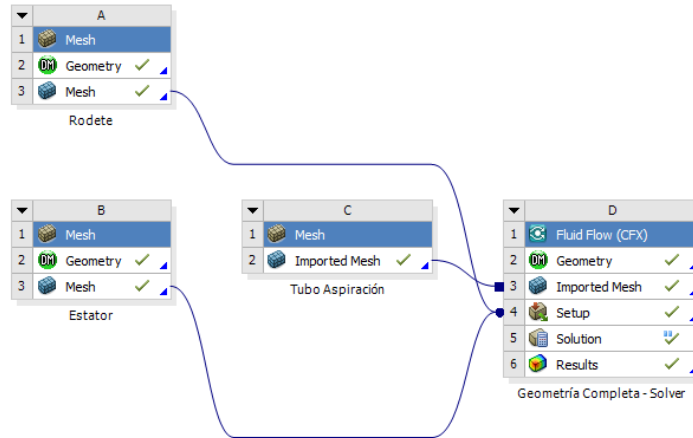


Ilustración 35. Configuración del estudio desde el Workbench de Ansys.

Ya que el rotor está en movimiento, la simulación es transitoria y, por tanto, el primer parámetro que es necesario definir es el del tiempo de duración que tiene cada iteración de cálculo. Se establece que este salto de tiempo sea el que tarda el rotor en girar un grado de vuelta [8]. El cálculo para determinar el intervalo de tiempo es el siguiente:

$$3435 \frac{rev}{min} \cdot \frac{1 min}{60 seg} = 57,25 \frac{rev}{seg} \quad (32)$$

$$\frac{1}{57,25 \frac{rev}{seg}} = 0,017467 \frac{seg}{rev} \quad (33)$$

$$0,017467 \frac{seg}{rev} \cdot \frac{1 rev}{360 grados} = 4,852 \cdot 10^{-5} \frac{seg}{grado} \quad (34)$$

De manera que el intervalo de cada cálculo es de $4,852 \cdot 10^{-5}$ segundos. Se debe establecer también un tiempo máximo de duración de la simulación, se introducen 10.000 segundos. No es necesario esperar a que la simulación alcance los 10.000 segundos, si no que cuando se observe que los resultados están estabilizados, se puede detener voluntariamente la simulación.

4.3.1. Parámetros físicos

4.3.1.1. Parámetros Generales

En esta sección se establecen los parámetros físicos del problema. Los ajustes básicos del análisis son los siguientes.

Tipo de Análisis	Duración total	Intervalo	Tiempo inicial
Transitorio	10.000 [s]	$4,852 \cdot 10^{-5}$ [s]	0 [s]

Tabla 2. Ajustes básicos, parámetros generales.

Seguidamente se definen los parámetros de cada dominio. En la tabla contigua se presentan los parámetros que son comunes a todos ellos.

Tipo	Material	Morfología	Presión referencia	Flotabilidad	Gravedad	Temperatura
Fluido	Agua	Fluido continuo	101300 [Pa]	Flotante	$-9,81 \text{ z [m/s}^2\text{]}$	25 [°C]

Tabla 3. Parámetros comunes a todas las partes de la geometría.

A continuación se muestran aquellos que no son comunes junto al modelo de turbulencia.

	Rotor	Estator	Tubo Aspiración
Movimiento	Rotacional	Estacionario	Estacionario
Velocidad	3435 [rpm]	0 [rpm]	0 [rpm]
Transferencia de calor	Isotérmica	Isotérmica	Isotérmica
Modelo de turbulencia	SST k- ω	SST k- ω	SST k- ω

Tabla 4. Parámetros no comunes y modelo de turbulencia.

4.3.1.2. Condiciones de contorno

Es ahora donde se establecen las condiciones de contorno de cada elemento. En la entrada del estator, por donde entra el flujo, se deben definir las características de este. Estos son los detalles de la condición de contorno en la entrada del estator, donde se define el flujo.

Il·lustració 36. Configuración de la entrada del estator (*Inlet_estator*).

Régimen del flujo	Flujo másico	Dirección del flujo: componentes cilíndricas			Turbulencia
		Axial	Radial	Theta	
Fluido	953 kg/s	0.71428	1	0	Media (Intensidad=5%)

Tabla 5. Configuración del flujo en la entrada del estator.

Tenemos cuatro tipos de contornos, interface, entrada, paredes y apertura (*Interface*, *Inlet*, *Walls*, *Opening*). Se define como interface cuando tenemos dos contornos que interaccionan, por ejemplo, entre la salida del estator y la entrada del rotor. Como entrada o *Inlet*, únicamente por donde entra el fluido, que es en la entrada del estator. Como paredes o *walls*, aquellos contornos que retienen el fluido, y como apertura o *Opening*, el contorno por donde sale definitivamente el fluido, es decir, la salida del tubo de aspiración. Se define el tipo de cada contorno de la siguiente manera:

Estator

Álabes directrices	Salida estator	Entrada estator	Paredes Estator
<i>Walls</i>	<i>Interface</i>	<i>Inlet</i>	<i>Walls</i>

Tabla 6. Contornos Estator.

Rotor

Entrada rotor	Salida rotor	Álabes rotor	Paredes Rotor
<i>Interface</i>	<i>Interface</i>	<i>Walls</i>	<i>Walls</i>

Tabla 7. Contornos Rotor.

Tubo de Aspiración

Entrada Tubo	Paredes Tubo	Salida
<i>Interface</i>	<i>Walls</i>	<i>Opening</i>

Tabla 8. Contornos del tubo de aspiración.

Las interconexiones que se tienen se deben acabar de definir, puesto que pueden ser de diferentes tipos. Se muestran las imágenes de las características de la interface rotor-estator, idénticas a las del rotor-tubo. Ambas transitorias ya que el rotor esta en movimiento.

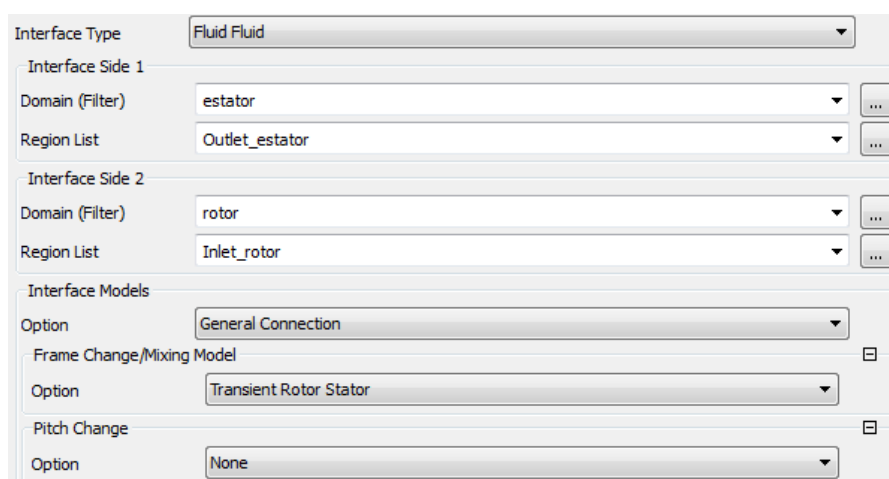


Ilustración 37. Características interface rotor-estator.

4.3.2. Monitores

Para el posterior análisis de los resultados y su discusión no será suficiente con representar mapas de contornos de presión o los vectores de velocidad. Para entender con profundidad los fenómenos involucrados en este estudio es esencial complementarlos con gráficas. De esta manera, se puede observar como ciertos parámetros evolucionan con el tiempo.

La herramienta CFX permite definir diferentes monitores o sensores en áreas de mayor interés computacional. Su función principal es exportar en una tabla de datos aquellos valores que hemos predefinido antes de la simulación. Se dispone de dos tipos de monitores, aquellos definidos mediante una fórmula, que calcula dentro del dominio definido, y aquellos determinados por

coordenadas cilíndricas, que calculan en el punto exacto. Se definen mediante expresiones o fórmulas para obtener los valores de *drag* y *lift* de los álabes directrices del estator (divididos en *guide vanes* y *wicked gates*), y de los álabes del rotor. Las expresiones utilizadas son las siguientes:

F_D guide vanes	<i>areaInt(Wall Shear)@REGION:Guidevane_total</i>
F_D wicked gates	<i>areaInt(Wall Shear)@REGION:Wickedgate_total</i>
F_L álabes rotor	<i>areaInt(Pressure)@REGION:alabes_conjunto</i>
F_L guide vane	<i>areaInt(Pressure)@REGION:Guidevane_total</i>
F_L wicked gate	<i>areaInt(Pressure)@REGION:Wickedgate_total</i>

Tabla 9. Expresiones para el cálculo de drag y lift (arrastre y sustentación).

Debido a un error en la designación del dominio de cálculo en la geometría original, las gráficas obtenidas para los anteriores parámetros se presentan en el Anexo A.

Seguidamente se muestran los monitores colocados en puntos estratégicos para obtener las curvas de presión en esas coordenadas exactas. Estos monitores aparecen marcados en la interfaz gráfica de CFX.

	Componente Axial	Componente Radial	Componente Theta
Interface 3 - IF3	0 [m]	0,249 [m]	-33 [°]
Interface 4 - IF4	0 [m]	0,249 [m]	-44 [°]
Interface 4 - IF5	0 [m]	0,249 [m]	-55 [°]
Rotor 1 – R1	0 [m]	0,225 [m]	-15 [°]
Rotor 2 – R2	0 [m]	0,175 [m]	20 [°]
Rotor 3 – R3	-0.02 [m]	0,125 [m]	45 [°]
Estator 1 – E1	0 [m]	0,275 [m]	-5 [°]
Estator 2 – E2	0 [m]	0,35 [m]	-5 [°]
Estator 3 – E3	0 [m]	0,33 [m]	0 [°]

Tabla 10. Coordenadas de los distintos monitores.

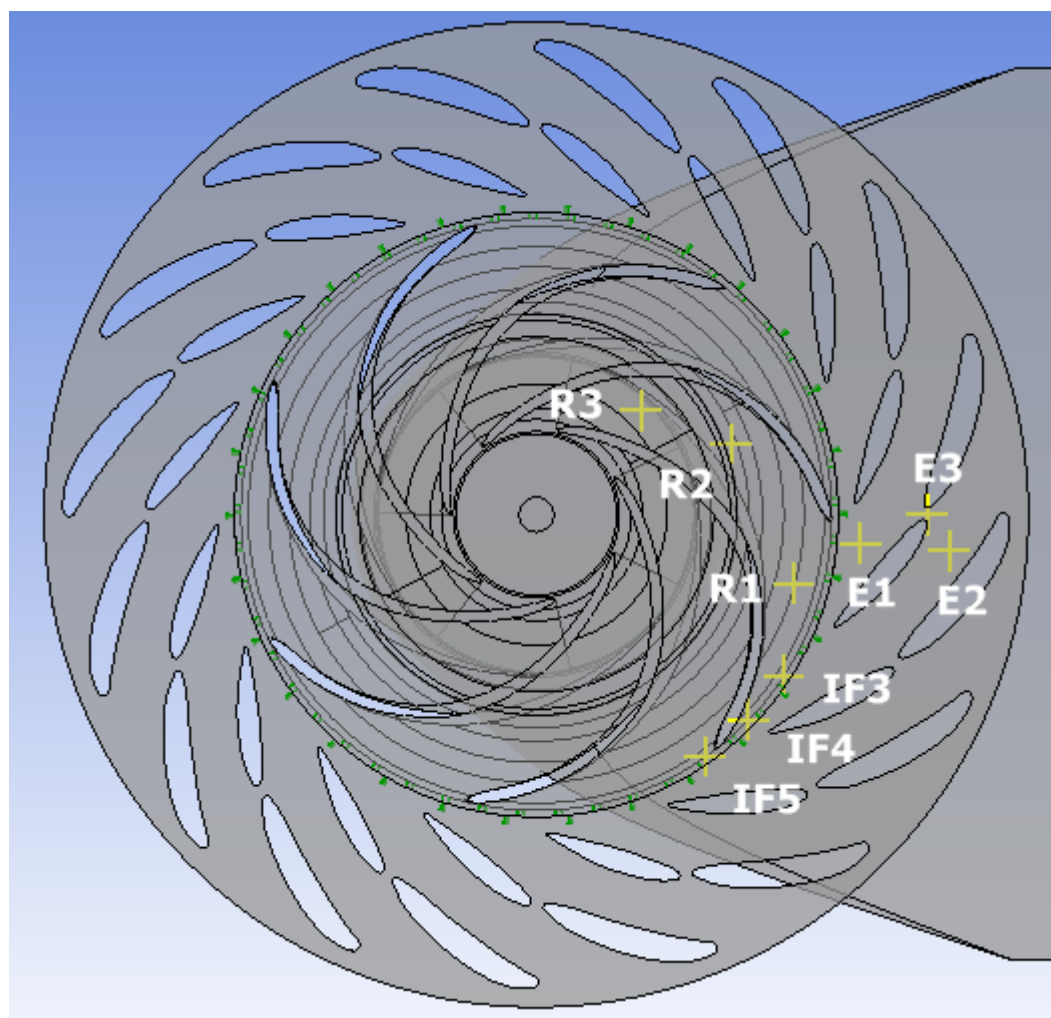


Ilustración 38. Posición de cada monitor en la turbina visto desde CFX-Pre.

5. POST-PROCESO

Cuando la simulación converge, se guardan los datos de la simulación. La visualización de estos datos, gráficas, mapas de contornos, se llama post-proceso. Permite comparar los resultados entre diferentes simulaciones. En este caso, se comparan los resultados con daños en la entrada del rotor por erosión, con los resultados de la turbina original en perfecto estado.

Primeramente extraemos información gráfica gracias a *CFX-Post*. Posteriormente con los datos guardados en .csv, se exponen las gráficas obtenidas y su lectura.

5.1. Resultados gráficos

5.1.1. Mapas de contorno

Gracias a los mapas de contorno de presiones se puede analizar como varían las presiones a lo largo del rotor de la turbina. Se observa como la presión es más alta a la entrada del rotor que a la salida, ya que a medida que el fluido avanza por los álabes en dirección a la salida del estator, el fluido gana velocidad y consecuentemente pierde presión. Esto es debido también al efecto tobera del rotor y a la transferencia de energía. Observando detalladamente, las puntas de los álabes a la entrada del rotor son la parte de la turbina que mayor presiones sufre, por tanto son la parte de la turbina más expuesta al desgaste. Este mapa no varía prácticamente entre las diferentes geometrías.

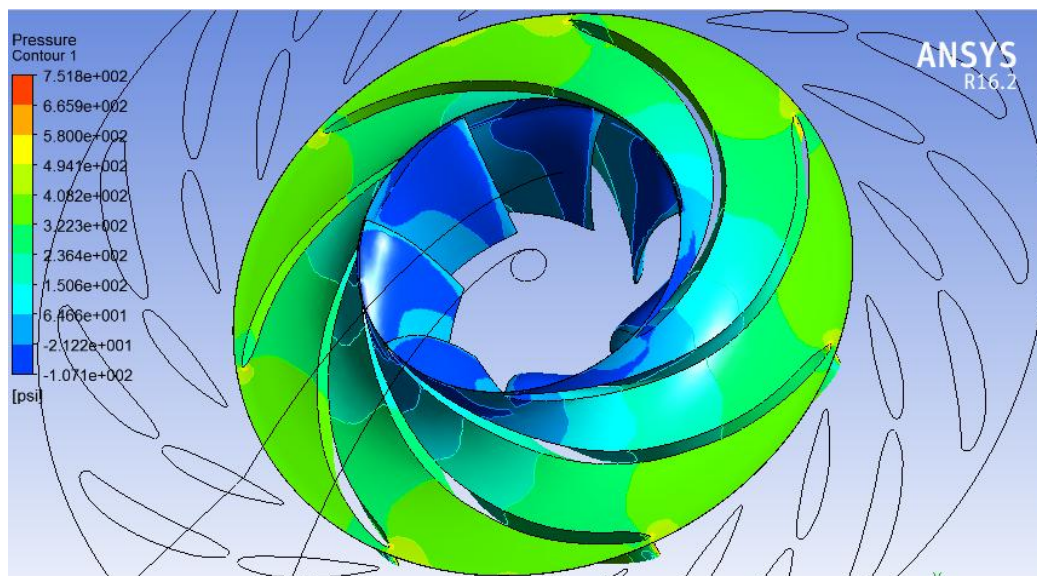


Ilustración 39. Mapa de contorno de presiones del rotor.

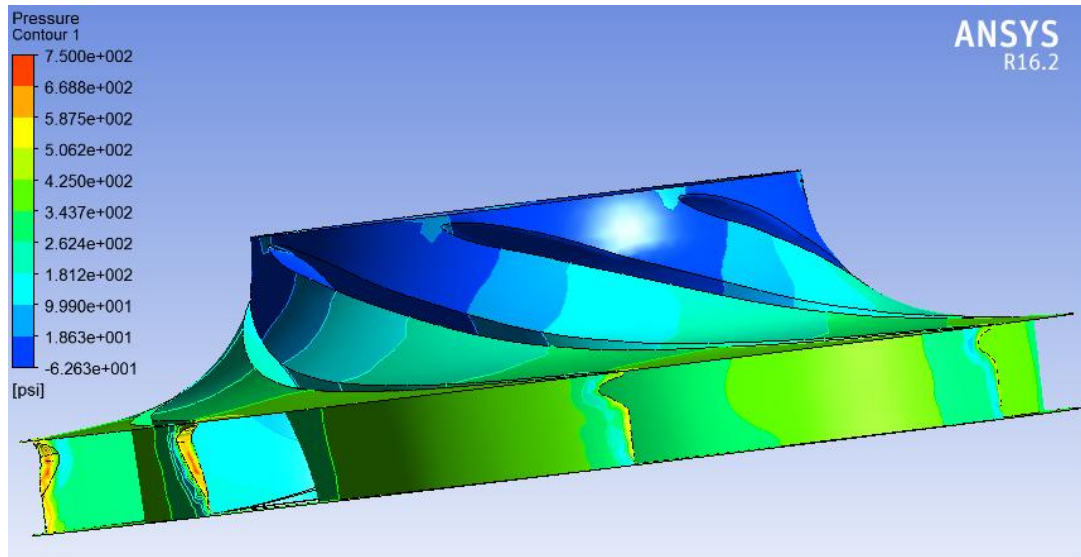


Ilustración 40. Detalle de presiones en los álabes. Se observa que son más intensas en la punta de los álabes.

5.1.2. Vectores

Los vectores de velocidad nos muestran la dirección que toma el flujo y su intensidad. Como se puede ver en la *Ilustración 41*, la velocidad más alta del rotor y también de la turbina se encuentra en la punta exterior de los álabes. Esto se debe al movimiento rotativo del rotor y al desprendimiento de vórtices por la interacción rotor-estator. Posteriormente el flujo pierde velocidad al chocar contra los álabes y recupera parte de ella al salir hacia el tubo de aspiración, como muestran los colores amarillentos justo en la salida del rotor.

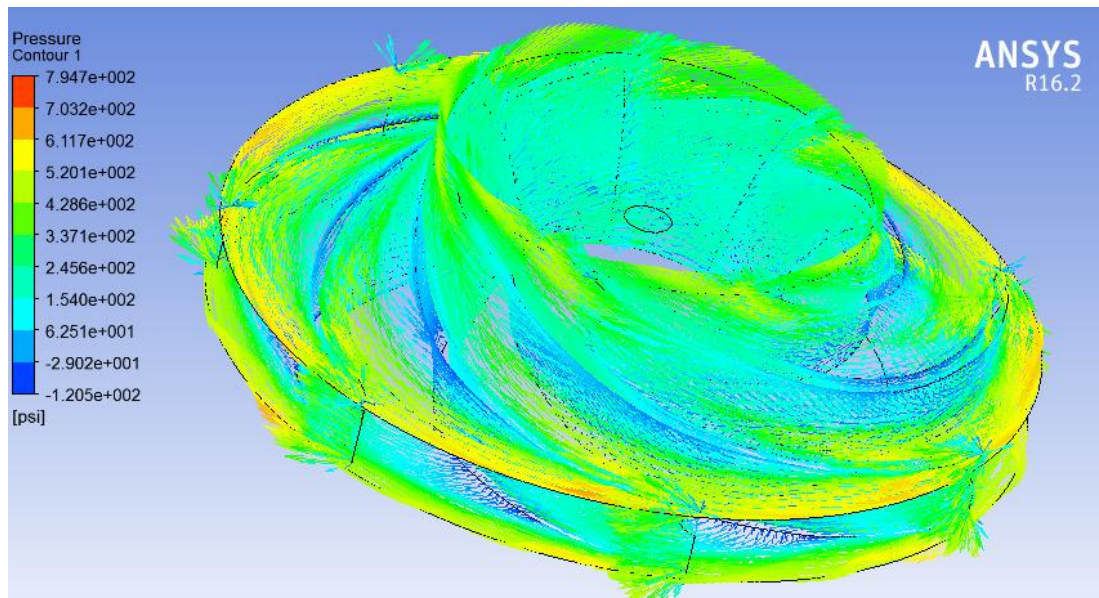
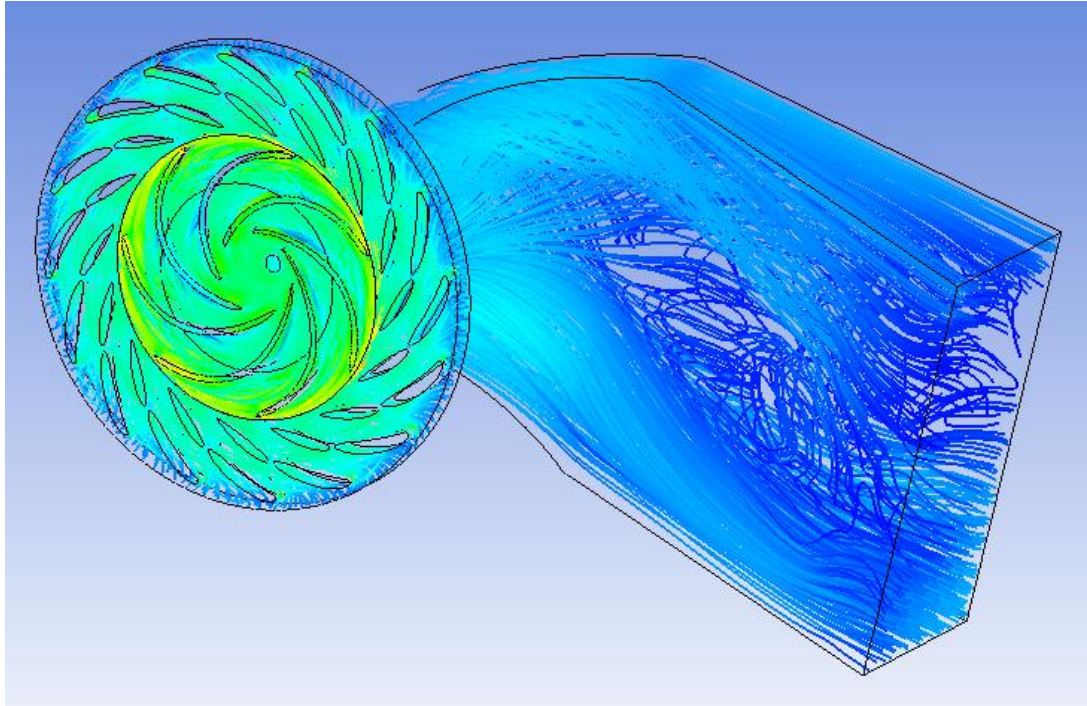


Ilustración 41. Gráfico de vectores de velocidad.

5.1.3. Líneas de corriente

En este apartado se visualiza el transcurso general del fluido por la turbina, gracias a las líneas de corriente que nos indican el recorrido.



Il·lustració 42. Vista en perspectiva de la interacció del fluid amb la turbina.

5.2. Gráficos y análisis de monitores

Se presentan los resultados de los diferentes monitores que se han colocado, para cada respectiva geometría y su posterior comparación. Se representan mediante gráficas los resultados obtenidos como la variación de las presiones, frecuencias detectadas, par motor... Para ello se ha utilizado el programa *Scilab* con un código ya programado que ha ofrecido el tutor del trabajo, el cual procesa los datos de los ficheros .csv para obtener las gráficas. Además, transforma las señales de tiempo de los monitores a señales de frecuencia para así mostrar las frecuencias en las que las señales son más representativas y su patrón. Para ello el programa ejecuta la transformada de Fourier.

Se retoma en este apartado la explicación de la interacción Rotor-Estator, ya mencionada en el capítulo 2.5. Como se ha explicado, debido a que el rotor está en movimiento mientras el estator está estático hay instantes de tiempo en los que los álabes directrices del estator y los del rotor van a interactuar, es decir, se van a cruzar. En el momento en que estos se cruzan es cuando se crean picos de presión que generan vibraciones y ruido en las turbinas.

Por lo tanto, se deberían encontrar estas señales en el análisis de los monitores. Se pueden calcular teóricamente para después comprobar si aparecen en las gráficas. Primero se calcula la frecuencia de giro del rotor:

$$f_{\text{rotor}} = \frac{n}{60s} = \frac{3453 \text{ rpm}}{60s} = 57,25 \text{ Hz} \quad (35)$$

A continuación, la frecuencia de pulsación, donde Z_R corresponde a los álabes del rotor:

$$f_{p,\text{rotor}} = Z_R \cdot f_{\text{rodete}} = 7 \cdot 57,25 \text{ Hz} = 400,75 \text{ Hz} \quad (36)$$

De la misma manera se calcula la frecuencia de pulsación del estator, donde Z_d corresponde a los álabes directrices del estator:

$$f_{p,\text{estator}} = Z_d \cdot f_{\text{rotor}} = 16 \cdot 57,25 \text{ Hz} = 916 \text{ Hz} \quad (37)$$

Para encontrar los armónicos de estas frecuencias se multiplica por números naturales. En la *Tabla 11* se pueden apreciar las seis primeras frecuencias de pulsación del rotor y el estator:

	$f_{p,\text{rotor}}$	$f_{p,\text{estator}}$
f_1	400,75 Hz	916 Hz
f_2	801,5 Hz	1832 Hz
f_3	1202,25 Hz	2748 Hz
f_4	1603 Hz	3664 Hz
f_5	2003,75 Hz	4580 Hz
f_6	2404,50 Hz	5496 Hz

Tabla 11. Frecuencias RSI.

Cuando los monitores se sitúan en el estator, las frecuencias más intensas obtenidas deben corresponder con las frecuencias del rotor $f_{p,\text{rotor}}$, puesto que un álabe estático del estator interaccionará con 7 álabes del rotor por giro, mientras que desde el punto de vista del rotor, un álabe de este interacciona con 16 álabes y, por tanto, en el espectro de vibraciones aparecerán con mayor intensidad las frecuencias del estator $f_{p,\text{estator}}$.

5.2.1. Monitores IF3, IF4, IF5

Si recordamos la *Ilustración 38*, los monitores IF3, IF4 e IF5 son aquellos situados en la interface rotor-estator. A continuación se muestran los resultados de las presiones para estos monitores. Tenemos los valores de los cuatro ensayos que se han podido incluir en la memoria (véase *capítulo 4.1.2*), estos son, *Original*, *Rfi-1*, *Rfi-2* y *Rfi-3*. Entre los distintos ensayos se observa una pequeña disminución de la presión respecto al ensayo con la geometría original, pero esta disminución es insignificante.

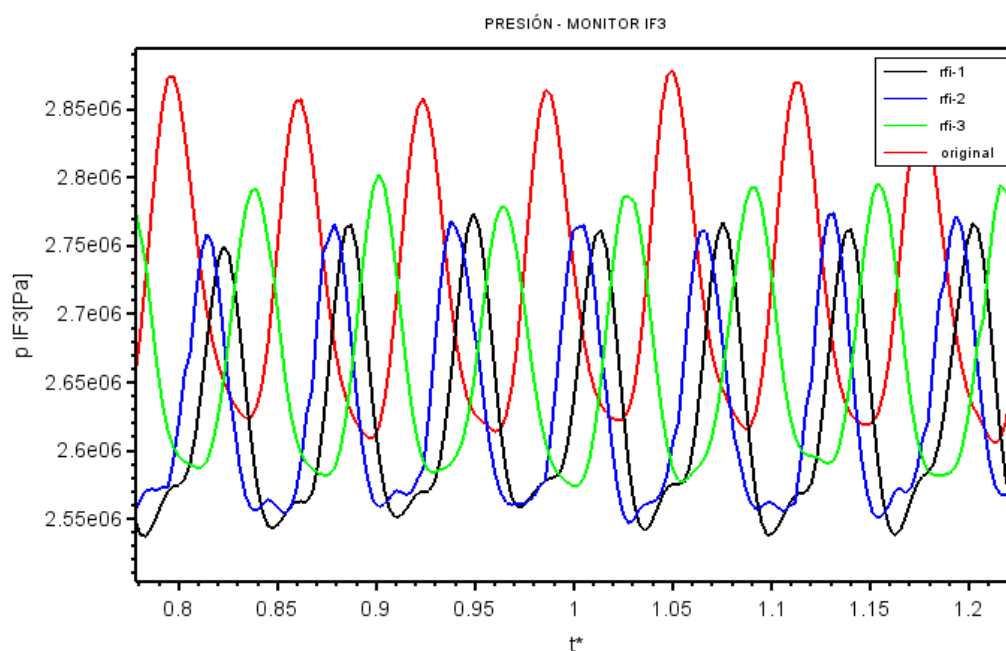
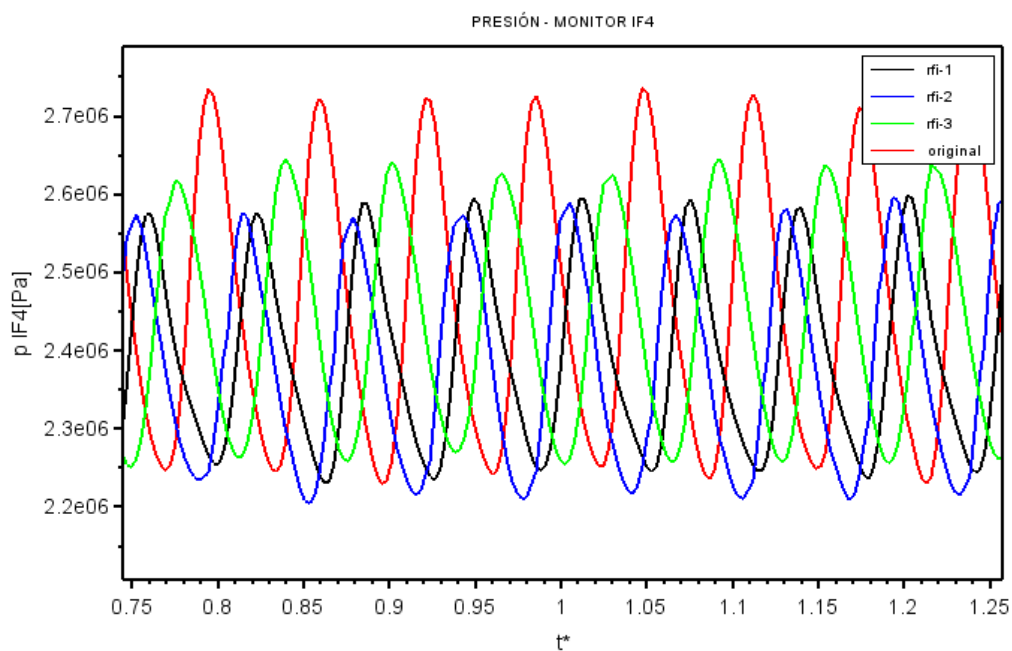


Ilustración 43. IF3 presión.

IF3	Original	<i>Rfi-1</i>	<i>Rfi-2</i>	<i>Rfi-3</i>
Valor medio (Pa)	2717625,92	2628329,56	2632349,89	2663944,80
Máxima variación (Pa)	360869,75	236604,250	233953,25	230135,00

Tabla 12. Valores de la presión en el monitor IF3.



Il·lustració 44. IF4.

IF4	Original	Rfi-1	Rfi-2	Rfi-3
Valor medio (Pa)	2458546,79	2458546,79	2380767,85	2437719,33
Máxima variación (Pa)	523140,00	523140,00	407651,00	401098,50

Tabla 13. Valores de la presión en el monitor IF4.

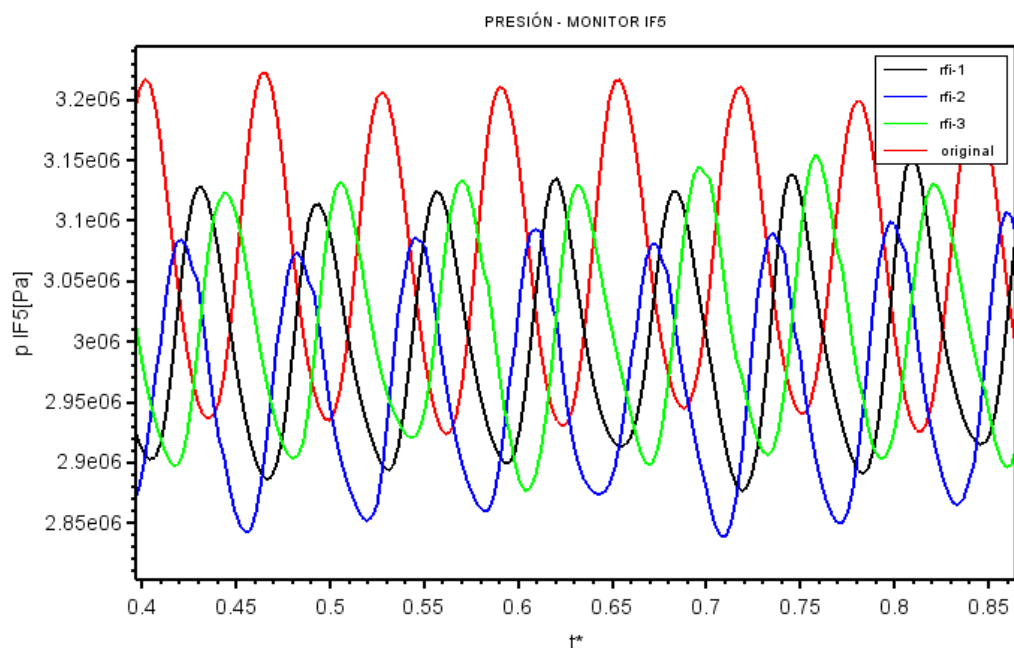


Ilustración 45. IF5.

IF5	Original	Rfi-1	Rfi-2	Rfi-3
Valor medio (Pa)	3063844,69	3005703,50	2966191,70	3011762,86
Máxima variación (Pa)	300204,50	279007,50	270031,75	279079,25

Tabla 14. Valores de la presión en el monitor IF5.

5.2.1.1. Frecuencias IF3, IF4, IF5

Las series de frecuencias obtenidas en estos monitores son parecidas entre sí. Por lo tanto, como muestra, únicamente se presentan las frecuencias del monitor IF3, con su respectiva gráfica. Las demás gráficas de frecuencias se pueden encontrar en los Anexos.

	Original	Rfi-1	Rfi-2	Rfi-3
Frecuencias	916,00 Hz	916,00 Hz	916,00 Hz	916,00 Hz
	1832,00 Hz	1832,00 Hz	1832,00 Hz	1832,00 Hz
	229,00 Hz	944,60 Hz	944,60 Hz	858,80 Hz

	944,60 Hz	887,40 Hz	887,40 Hz	944,60 Hz
	887,40 Hz	229,00 Hz	858,80 Hz	887,40 Hz
	973,30 Hz	973,30 Hz	229,00 Hz	973,30 Hz
	1259,50 Hz	1374,00 Hz	1316,80 Hz	229,00 Hz
	1001,90 Hz	858,80 Hz	1860,70 Hz	1316,80 Hz
	830,10 Hz	1860,70 Hz	1145,00 Hz	1145,00 Hz
	1274,00 Hz	744,30 Hz	973,30 Hz	1860,70 Hz

Tabla 15. Datos Monitor IF3.

Se observa como la componente más alta del espectro de vibraciones es el primer armónico que vibra a 916 Hz, seguido del segundo armónico que vibra a 1832 Hz, frecuencias producidas por la interacción con cada uno de los 16 álabes directrices del estator. De manera que hemos comprobado que las frecuencias concuerdan con las calculadas previamente para $f_{p,estator}$.

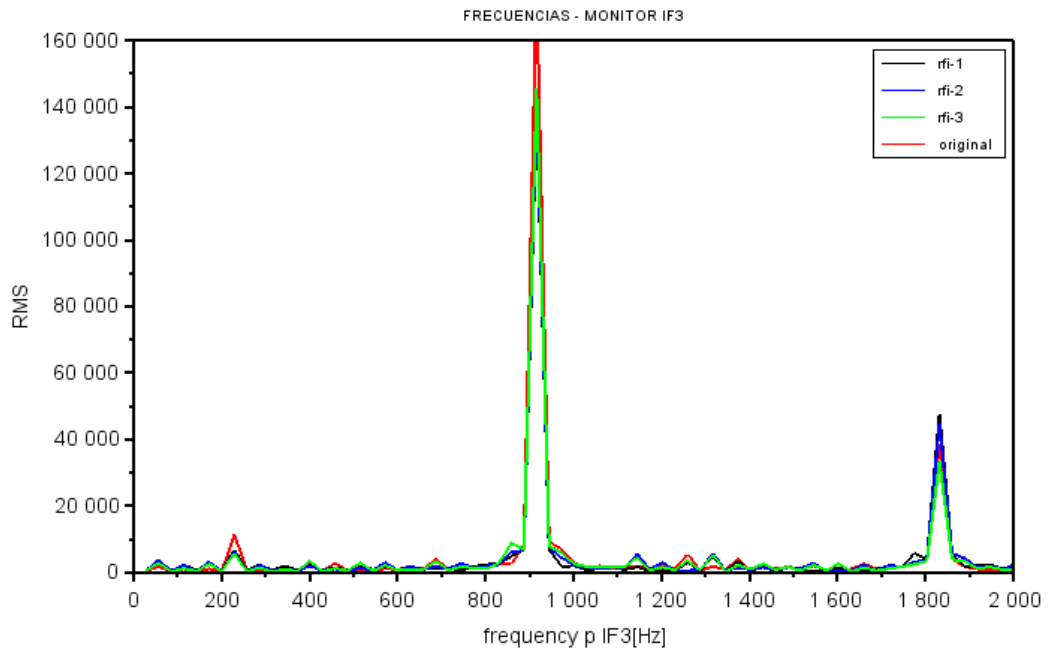
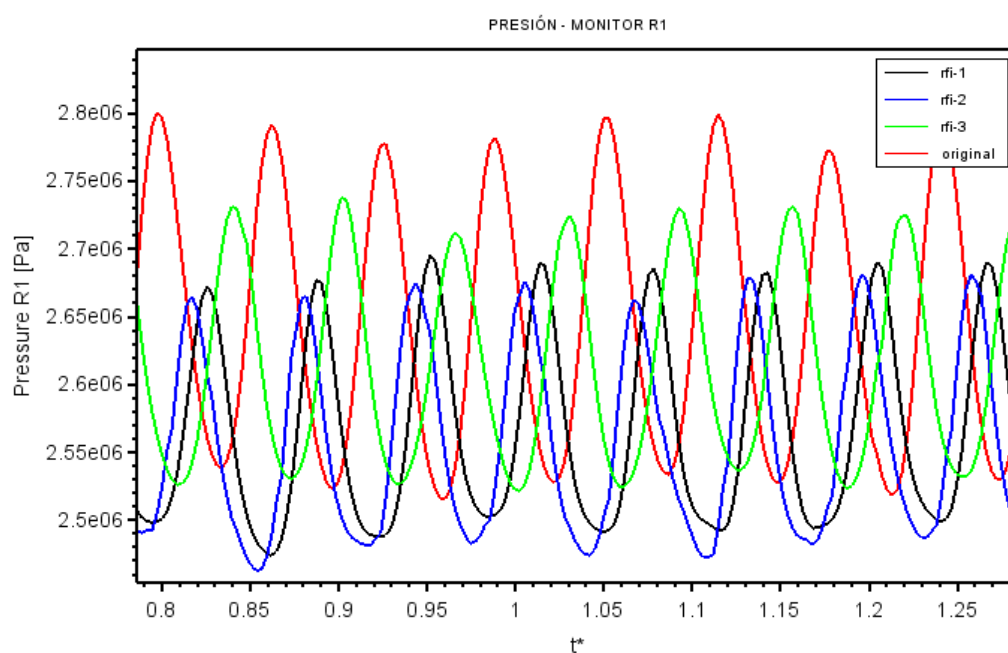


Ilustración 46. Frecuencias de la presión estática en el monitor IF3.

5.2.2. Monitores R1, R2, R3

En este apartado se exponen los resultados en los monitores del rotor. De nuevo se tienen resultados muy parecidos, solo destaca que la amplitud de la fluctuación de la presión es mayor en la geometría original.



Il·lustració 47. Presiones en el monitor R1.

R1	Original	Rfi-1	Rfi-2	Rfi-3
Valor medio (Pa)	2646058,37	2566417,78	2556786,88	2612550,70
Máxima variación (Pa)	295379,50	221353,00	220836,75	224306,25

Tabla 16. Valores de la presión en el monitor R1.

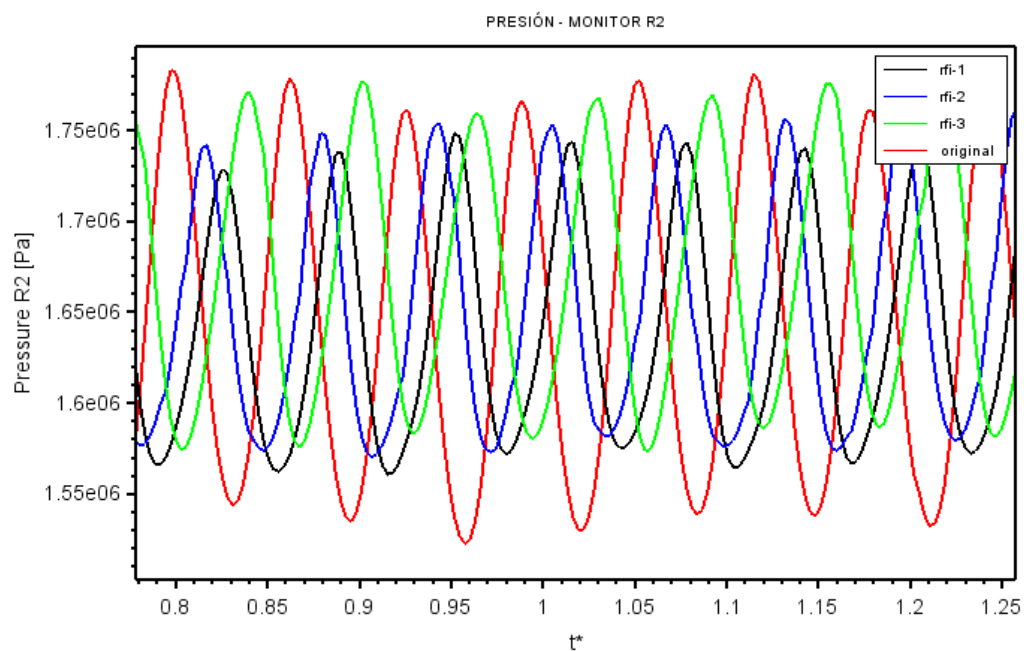


Ilustración 48. Presiones en el monitor R2.

R2	Original	Rfi-1	Rfi-2	Rfi-3
Valor medio (Pa)	1645120,42	1642185,76	1650114,71	1667561,40
Máxima variación (Pa)	265863,50	189926,625	201499,12	212638,87

Tabla 17. Valores de la presión en el monitor R2.

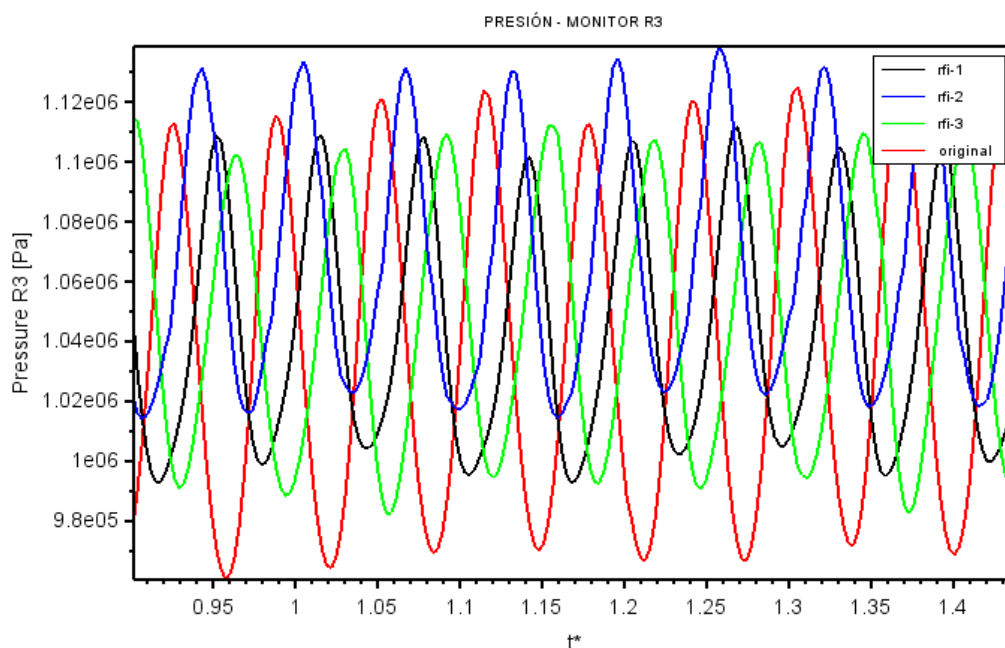


Ilustración 49. Presiones en el monitor R3.

R3	Original	Rfi-1	Rfi-2	Rfi-3
Valor medio (Pa)	1038885,13	1043914,72	1066130,09	1044604,29
Máxima variación (Pa)	169118,25	121197,75	129636,938	133508,68

Tabla 18. Valores de la presión en el monitor R3.

5.2.2.1. Frecuencias monitores R1, R2, R3

Como muestra, pues los resultados de las frecuencias son muy similares entre todos, se presentan las frecuencias detectadas para el monitor R1 y su pertinente gráfica. De nuevo se comprueba como el primer y el segundo armónico son la componente más intensa.

R1	Original	Rfi-1	Rfi-2	Rfi-3
Frecuencias	916,00 Hz	916,00 Hz	916,00 Hz	916,00 Hz
	1832,00 Hz	1832,00 Hz	1832,00 Hz	1832,00 Hz
	229,00 Hz	229,00 Hz	229,00 Hz	229,00 Hz

	944,60 Hz	944,60 Hz	944,60 Hz	858,80 Hz
	887,40 Hz	887,40 Hz	887,40 Hz	944,60 Hz
	973,30 Hz	57,30 Hz	1145,00 Hz	887,40 Hz
	1259,50 Hz	1374,00 Hz	858,80 Hz	1145,00 Hz
	687,00 Hz	858,80 Hz	1545,80 Hz	1259,50 Hz
	1374,00 Hz	1774,80 Hz	57,30 Hz	1316,80 Hz
	1001,90 Hz	1860,70 Hz	286,30 Hz	57,30 Hz

Tabla 19. Señales de frecuencias para R1.

Puesto que los monitores están situados en los álabes del rotor, de nuevo observamos que las frecuencias con mayor intensidad son las que corresponden a los dos primeros armónicos de $f_{p,estator}$, junto con la frecuencia de 229 Hz.

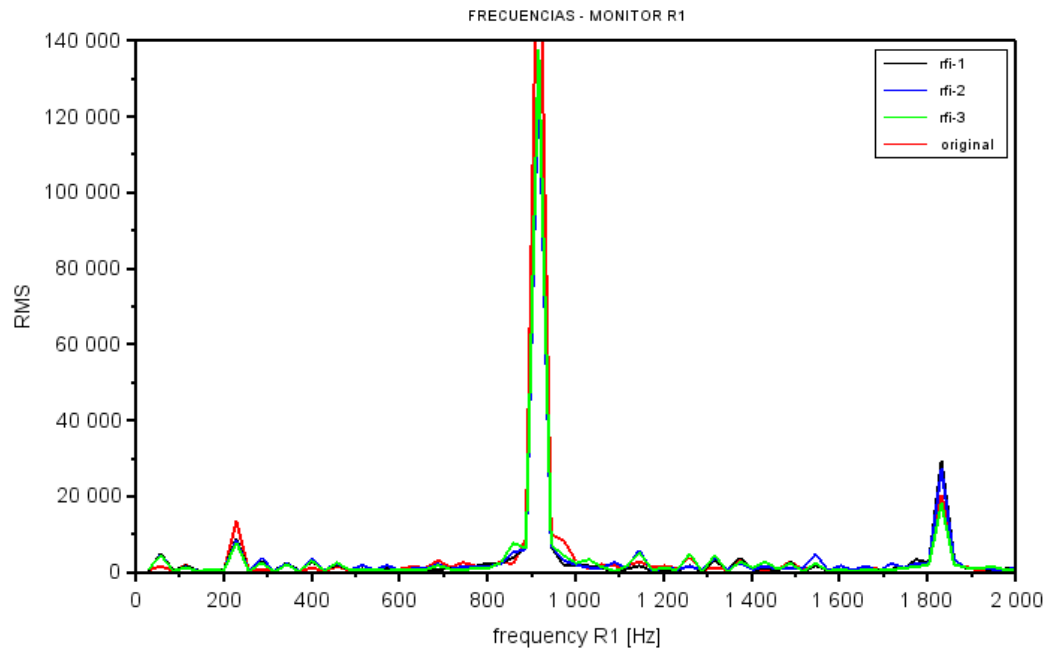
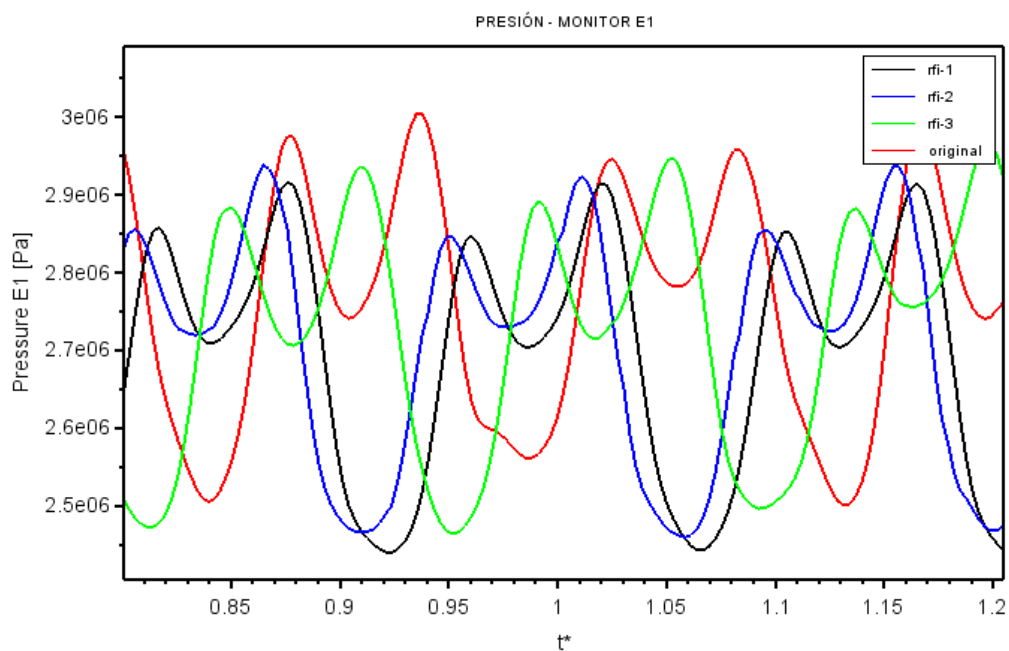


Ilustración 50. Diagrama de frecuencias monitor R1.

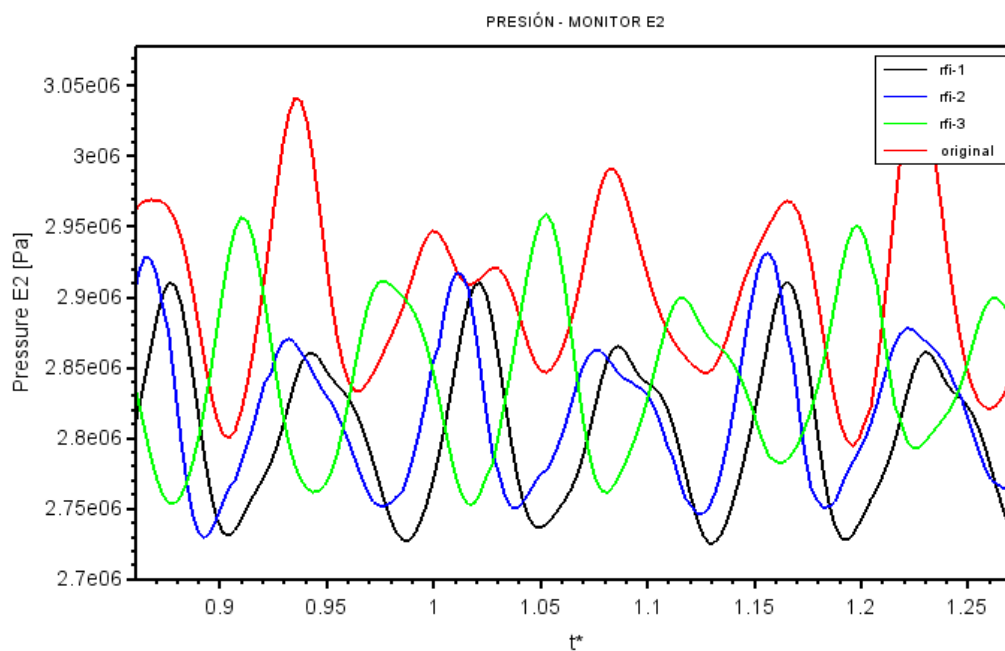
5.2.3. Monitores E1, E2, E3



Il·lustració 51. Diagrama de presiones monitor E1.

E1	Original	Rfi-1	Rfi-2	Rfi-3
Valor medio (Pa)	2773429,33	2687634,93	2701262,67	2738499,33
Máxima variación (Pa)	517606,25	481272,00	533807,50	545834,75

Tabla 20. Valores de la presión en el monitor E1.



Il·lustració 52. Diagrama de presiones monitor E2.

E2	Original	Rfi-1	Rfi-2	Rfi-3
Valor medio (Pa)	2773429,33	2803640,54	2816923,76	2853299,31
Máxima variación (Pa)	517606,25	186369,00	223325,25	243768,00

Tabla 21. Valores de la presión en el monitor E2.

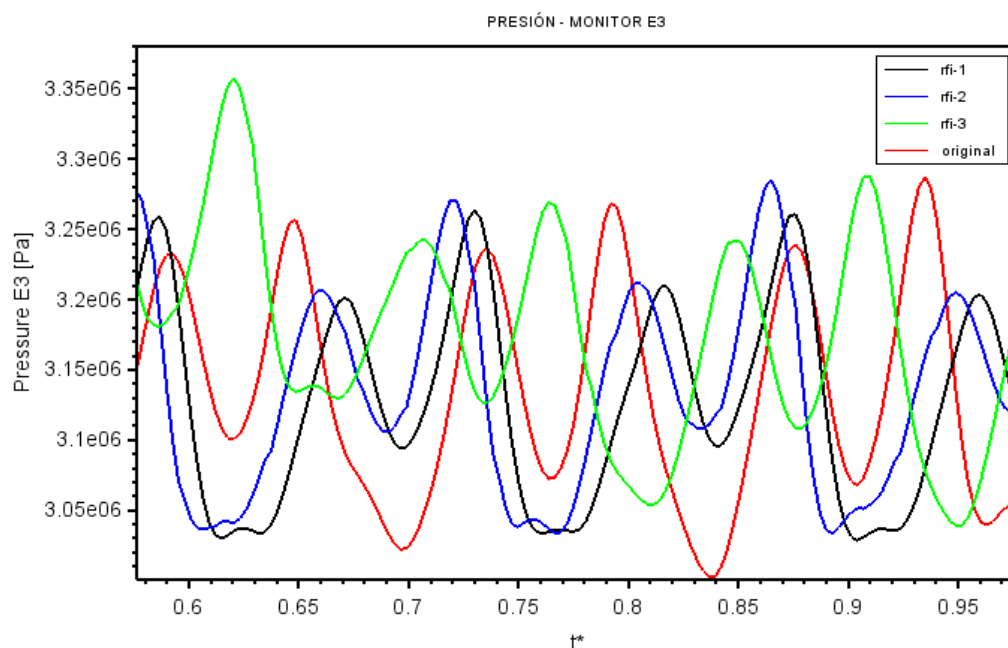


Ilustración 53. Diagrama de presiones monitor E3.

E3	Original	Rfi-1	Rfi-2	Rfi-3
Valor medio (Pa)	3134729,51	3128669,50	3142243,53	3179340,84
Máxima variación (Pa)	295052,25	239290,00	283069,00	319348,50

Tabla 22. Valores de la presión en el monitor E3.

5.2.3.1. Frecuencias monitores E1, E2, E3

Se puede apreciar como en estos monitores las frecuencias más representativas han cambiado, puesto que ya no estamos desde el punto de vista del rotor sino en el estator, por lo tanto las frecuencias más intensas concuerdan con las calculadas anteriormente como $f_{p,rotor}$, provocadas por el paso de los 7 álabes del rotor en movimiento sobre la punta de los álabes estáticos del estator.

E1	Original	Rfi-1	Rfi-2	Rfi-3
Frecuencias	400,80 Hz	400,80 Hz	400,80 Hz	400,80 Hz

	801,50 Hz	801,50 Hz	801,50 Hz	801,50 Hz
	1202,30 Hz	1202,30 Hz	1202,30 Hz	1202,30 Hz
	1603,00 Hz	1603,00 Hz	1603,00 Hz	1603,00 Hz
	916,00 Hz	830,10 Hz	57,30 Hz	57,30 Hz
	973,30 Hz	772,90 Hz	171,80 Hz	114,50 Hz
	2003,80 Hz	2003,80 Hz	858,80 Hz	171,80 Hz
	57,30 Hz	744,30 Hz	114,50 Hz	916,00 Hz
	830,10 Hz	429,40 Hz	973,30 Hz	858,80 Hz
	772,90 Hz	229,00 Hz	744,30 Hz	286,30 Hz

Tabla 23. Frecuencias monitor E1.

A diferencia de los monitores colocados en el rotor, donde solo se observaban con intensidad los dos primeros armónicos, en esta ocasión tenemos los cuatro primeros bien diferenciados, sobre todo los dos primeros. Antes del primer armónico y del tercero se aprecian unas fluctuaciones que deben ser a causa de desprendimiento de vórtices.

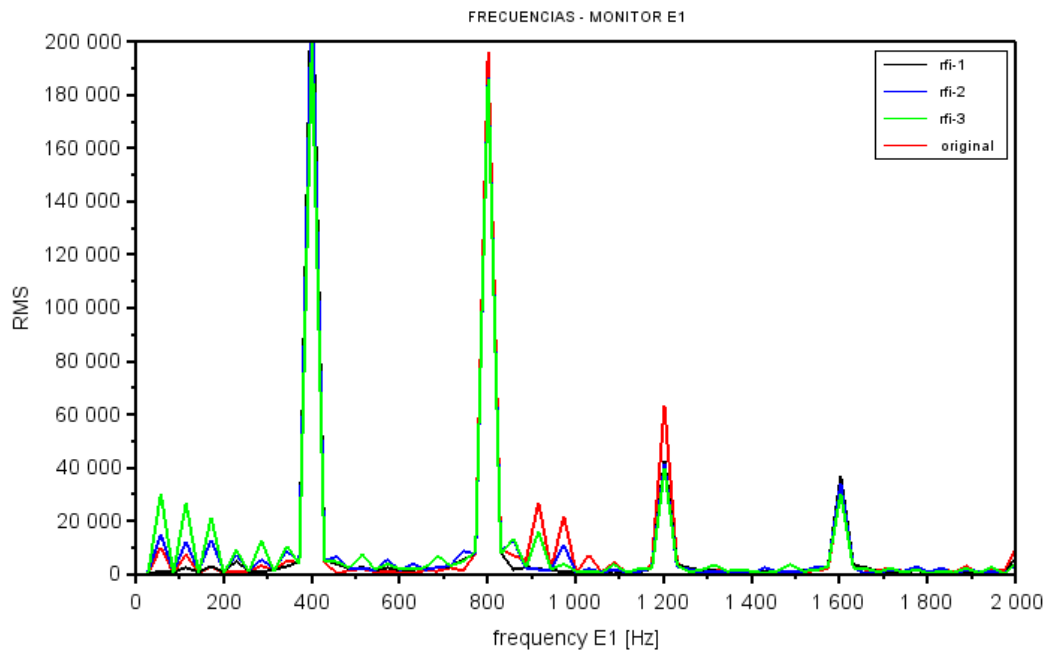


Ilustración 54. Diagrama de frecuencias para el monitor E1.

5.2.4. Par motor

Seguidamente, se muestran los datos obtenidos del par motor en el rotor.

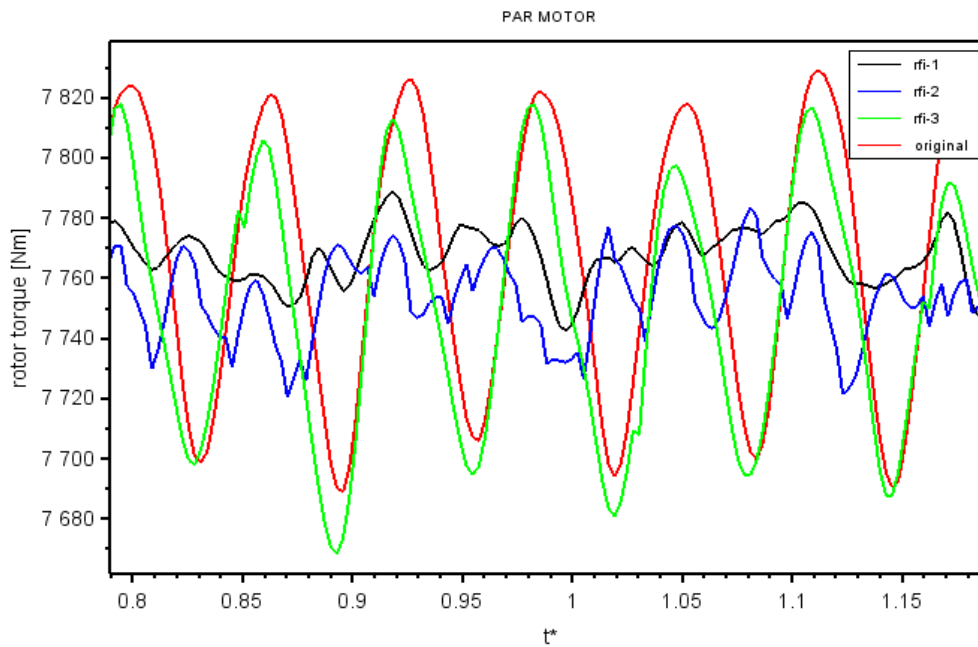


Ilustración 55. Par motor de las diferentes simulaciones.

MT	Par motor [N·m]	Incremento [%]	Máxima fluctuación	Incremento de la fluctuación [%]	Potencia [kW]
Original	7765,60	-	146,60	-	2793,40
Rfi-1	7768,20	0,033 %	46,89	-68,02 %	2794,30
Rfi-2	7754,20	-0,147 %	72,01	-50,88 %	2789,30
Rfi-3	7748,66	-0,219 %	160,63	9,550 %	2787,30

Tabla 24. Datos recogidos del Par motor.

5.2.4.1. Frecuencias Par motor

En este caso se observa como aparecen las frecuencias tanto de $f_{p,estator}$ como de $f_{p,rotor}$, con más intensidad aquellas que corresponden a $f_{p,estator}$ puesto que estamos desde el punto de vista del rotor. Las frecuencias más intensas corresponden a los primeros dos armónicos, con especial énfasis en el primer armónico de $f_{p,estator}$.

PM	Original	Rfi-1	Rfi-2	Rfi-3
Frecuencias	916,00 Hz	400,80 Hz	916,00 Hz	916,00 Hz
	1832,00 Hz	916,00 Hz	1832,00 Hz	400,80 Hz
	400,80 Hz	1832,00 Hz	400,80 Hz	1832,30 Hz
	801,50 Hz	1202,30 Hz	1603,00 Hz	1202,30 Hz
	944,60 Hz	1603,00 Hz	2003,80 Hz	801,50 Hz
	1202,30 Hz	2404,50 Hz	1202,30 Hz	1603,00 Hz
	887,40 Hz	2805,30 Hz	2404,50 Hz	944,60 Hz
	973,30 Hz	2003,80 Hz	1374,00 Hz	858,80 Hz
	858,80 Hz	801,50 Hz	57,30 Hz	2404,50 Hz
	2404,50 Hz	114,50 Hz	2232,80 Hz	887,40 Hz

Tabla 25. Frecuencias Par Motor.

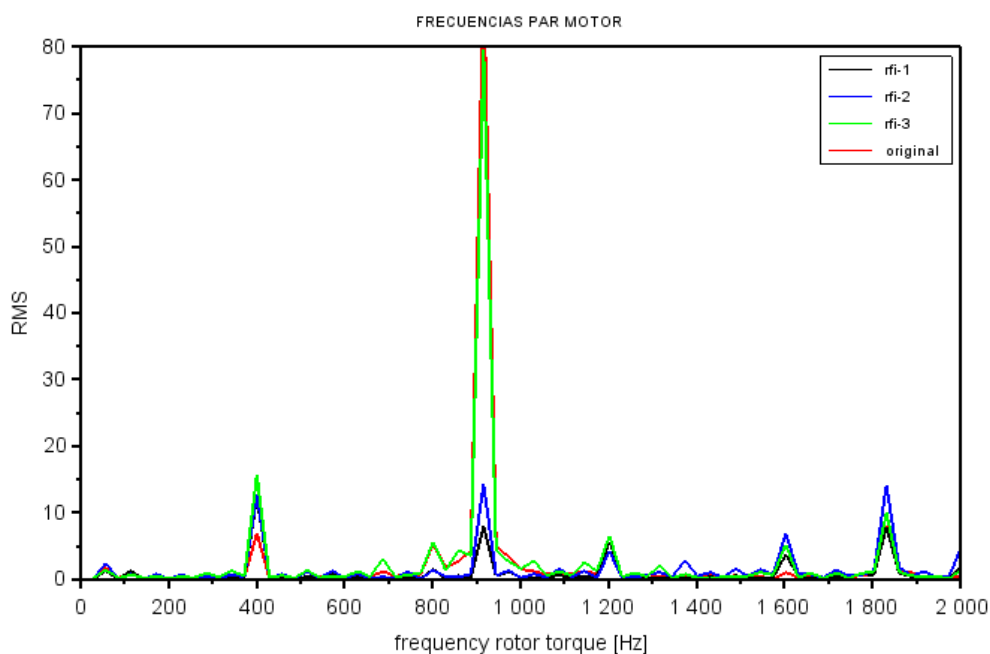


Ilustración 56. Frecuencias obtenidas del par motor en el rotor.

Para las frecuencias del par motor, el tutor del proyecto ha facilitado un programa que permite colocar en perspectiva las gráficas de cada geometría para observar mejor las diferencias entre ellas. De manera que la visualización queda como muestra la *Ilustración 57*.

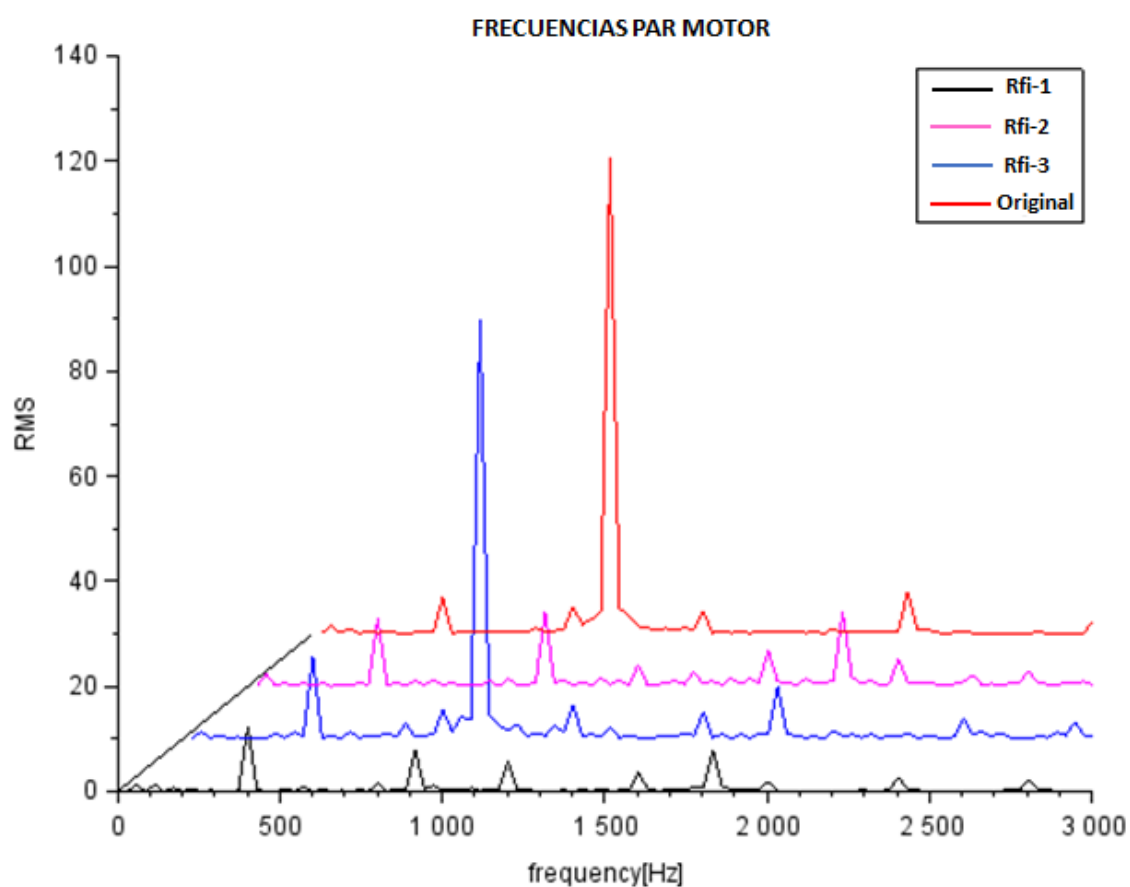


Ilustración 57. Frecuencias Par Motor en perspectiva.

5.2.5. Fuerza de sustentación F_L del rotor

Por último, se recogen los valores de la fuerza de sustentación del rotor, esta es, la fuerza perpendicular al flujo.

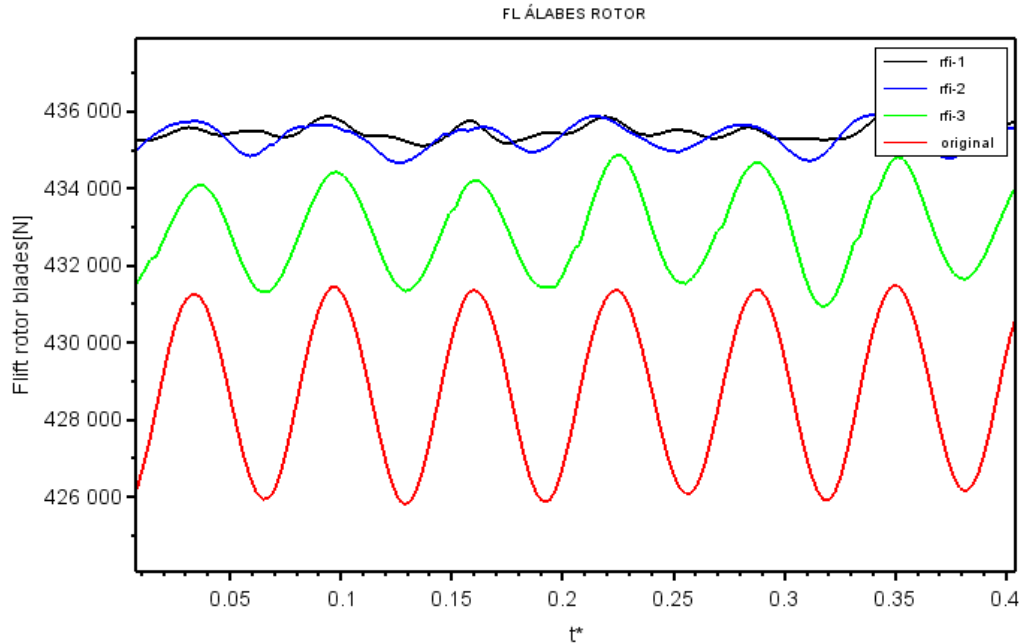


Ilustración 58. Fuerza de sustentación del rotor.

FL	Original	Rfi-1	Rfi-2	Rfi-3
Valor medio (N)	428687,92	435484,61	435346,95	432931,92
Máxima variación (N)	5971,06	855,03	1490,15	4009,43

Tabla 26. Valores FLift.

Se constata un pequeño incremento en los valores medios de la fuerza de sustentación en las geometrías modificadas, mientras que estos valores fluctúan significativamente menos.

5.2.5.1. Frecuencias para $FLift$ de los álabes del rotor

Se observan unas frecuencias parecidas a las obtenidas para el par motor. Una fuerte intensidad en la frecuencia correspondiente al primer armónico de 916 Hz, sobre todo en la geometría *Original* y la geometría con todos los álabes dañados *Rfi-3*.

FL	Original	Rfi-1	Rfi-2	Rfi-3
Frecuencias	916,00 Hz	916,00 Hz	916,00 Hz	916,00 Hz
	944,60 Hz	400,80 Hz	400,80 Hz	400,80 Hz
	887,40 Hz	1832,00 Hz	28,60 Hz	57,30 Hz
	57,30 Hz	1202,30 Hz	801,50 Hz	28,60 Hz
	973,30 Hz	801,50 Hz	1832,00 Hz	1202,30 Hz
	858,80 Hz	1603,00 Hz	1202,30 Hz	1316,80 Hz
	400,80 Hz	28,60 Hz	1087,80 Hz	944,60 Hz
	801,50 Hz	57,30 Hz	57,30 Hz	887,40 Hz
	28,60 Hz	973,30 Hz	171,80 Hz	858,80 Hz
	1832,00 Hz	1374,00 Hz	1145,00 Hz	973,30 Hz

Tabla 27. Frecuencias FLift.

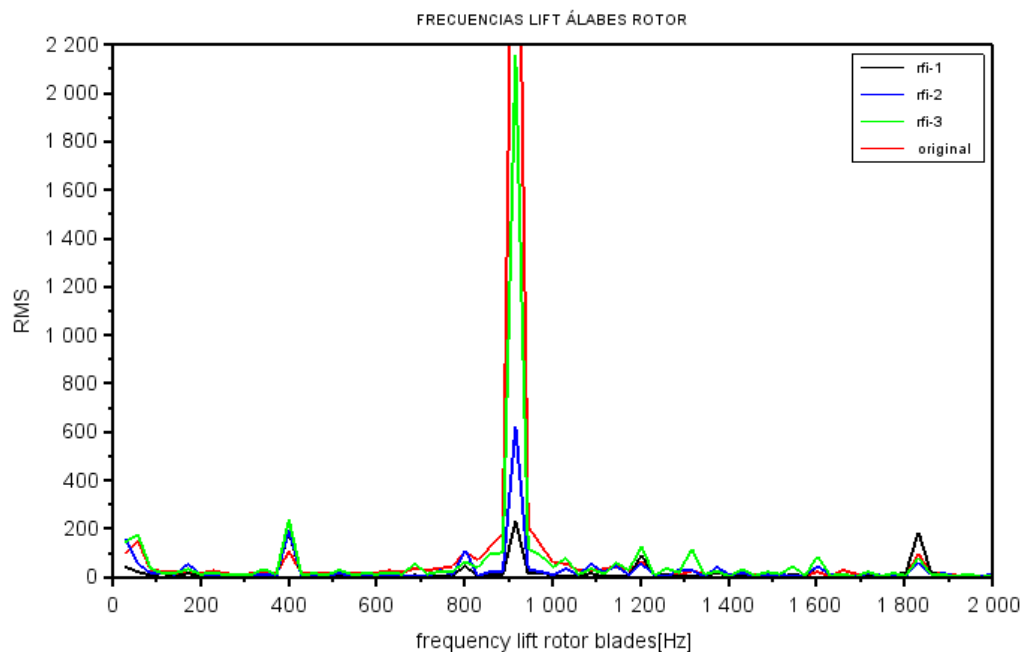


Ilustración 59. Frecuencias para FLift.

Conclusiones

El objetivo del proyecto que aquí concluye ha consistido en analizar cómo afectan diferentes daños en la entrada de los álabes del rotor al comportamiento de una turbina, en concreto, del modelo de la turbina de la central hidroeléctrica reversible de Gento-Sallente. Para ello, se ha seguido un análisis de fluidodinámica computacional, CFD, a través del programa *Ansys*. Primeramente, se han modelado con *SolidWorks* cuatro geometrías diferentes para analizar, partiendo de la geometría original, imitando posibles daños que puedan sufrir los álabes en el rotor debido a erosión o cavitación. Por lo tanto, las geometrías analizadas son: la geometría original, sin modificaciones, de la cual ya disponíamos de su modelado, una geometría con daños en la parte superior de un solo álabe (*Rfi-1*), geometría con daños en la parte inferior de un solo álabe (*Rfi-2*), daños en todos los álabes (*Rfi-3*), y una repetición de la anterior geometría, pero con mayor tamaño de los daños en todos los álabes (*Rfi-4*). Los resultados de esta última geometría, *Rfi-4*, no se incluyen en la presente memoria por falta de tiempo para realizar la simulación, a pesar de tener la geometría ya preparada. Se presentarán los resultados de esta nueva simulación en la defensa oral del proyecto.

A todas las geometrías se les ha creado una malla para resolver las ecuaciones mediante el método de volúmenes finitos. Las características de la malla creada son las óptimas para obtener unos resultados correctos en un tiempo de cálculo no muy largo, esto es, aproximadamente, una malla de 1.300.000 elementos.

El régimen del flujo es transitorio, el flujo másico calculado para el análisis es de 953 kg/s, el intervalo de cálculo de $4,852 \cdot 10^{-5}$ s, y el modelo de turbulencia escogido el SST k- ω . Se han colocado nueve monitores diferentes en la geometría de la turbina, para obtener resultados concretos en estos puntos. Tres de ellos en la interface del rotor y el estator (IF3, IF4, IF5), otros tres en el rotor (R1, R2, R3) y los tres últimos en el estator (E1, E2, E3).

Exceptuando los resultados para los valores de sustentación y arrastre (que se muestran en el Anexo A), los resultados obtenidos en el estudio son satisfactorios. Una vez recogidos, estos se han comparado para extraer conclusiones. En cuanto a los resultados de las presiones, se ha observado que las presiones medias más altas se han obtenido en el monitor situado en el estator E3, que es el monitor que se encuentra justo entre un *guide vane* y un *wicked gate*, es decir entre un álabe directriz fijo y un álabe directriz móvil. El siguiente monitor con mayores presiones medias es el IF5, situado en la interface rotor-estator, muy cercano al extremo de un álabe del rotor. Por ese motivo, es un punto donde también se obtienen presiones altas al chocar el flujo con el álabe del rotor en movimiento.

A medida que los monitores se acercan al centro del rotor, la presión disminuye. Por ello el monitor con menor presión media es, con diferencia, el monitor R3. Esto es debido a que el fluido al pasar por los álabes del rotor transfiere su energía hidráulica para convertirla en energía mecánica generando movimiento en el rotor. Además, debido a su geometría, el rotor gana velocidad a la vez que pierde presión por el efecto tobera.

Comparando los valores de las presiones medias entre los distintos ensayos no podemos extraer conclusiones claras. En general, se observan mayores presiones en el ensayo con daños en todos los álabes (*Rfi-3*), pero las diferencias no son suficientemente significativas.

De los resultados del par motor en el rotor se pueden extraer conclusiones interesantes. La tendencia en los casos estudiados con álabes dañados es a obtener un par motor medio inferior al de la geometría original sin daños, a pesar de que las diferencias son poco significativas. También se observa como en las geometrías en las que el daño solo está realizado en un solo álabe (geometrías *Rfi-1* y *Rfi-2*), la fluctuación del par motor disminuye significativamente, más de un 50 %. Por lo tanto, se puede afirmar que cuando el daño por erosión o cavitación se produce en un solo álabe, no se producen alteraciones que puedan modificar negativamente el comportamiento de la turbina. En cambio, en la geometría con todos los álabes dañados (*Rfi-3*), sí que la fluctuación del par motor aumenta un 9,5%. Esto se traduce en un aumento de las vibraciones en el rotor, que afectarán negativamente al comportamiento de la turbina, aumentando el desgaste y la fatiga.

También se ha realizado un estudio de las frecuencias producidas por la interacción entre el rotor y el estator, fenómeno conocido como RSI. Esta interacción genera señales debido al paso de los álabes del rotor sobre los del estator, que producen vibraciones. Se ha obtenido el espectro de vibraciones en todos los monitores, donde se ha podido observar la intensidad de las frecuencias en cada monitor. Tomando el espectro de vibraciones del par motor (*Ilustración 57*), observamos como para la geometría original y la geometría con daños en todos los álabes (*Rfi-3*), la frecuencia de 801,50 Hz es muy intensa. En todas las geometrías con daños, se aprecia un aumento de la frecuencia de 400,75 Hz y de 1603 Hz respecto a la original. Analizando con detalle el espectro de vibraciones, se concluye de nuevo que en la geometría con daños en todos los álabes del rotor se pronostica un aumento de las vibraciones, con sus pertinentes consecuencias negativas en el comportamiento de la turbina (desgaste, fatiga).

A nivel personal, he conseguido aprender a utilizar un programa CFD, en concreto *Ansys* y su herramienta *CFX*, con todo el proceso que ello requiere y he consolidado conocimientos de mecánica de fluidos, además de haber aprendido nuevos conceptos acerca de turbomáquinas.

Presupuesto

Cantidad	Unidades	Concepto	Precio Unitario	Precio total
COSTES DE PERSONAL				
40	h	Elaboración geometrías	20,00 €	800,00 €
20	h	Mallado	20,00 €	400,00 €
5	h	Configuración de la simulación	20,00 €	100,00 €
15	h	Análisis de resultados	25,00 €	375,00 €
Total				1.675,00 €
COSTES HARDWARE				
500	h	Cálculo de los resultados. 16 core 2,7 GHz	0,10 €	50,00 €
150	h	Desarrollo del proyecto. 8GB Intel Core i3-4000M CPU 2.40 GHz	0,10 €	15,00 €
Total				65,00 €
COSTES SOFTWARE				
6	meses	Licencia ANSYS	4.400 €	13.200 €
Total				13.200,00 €
Subtotal				14.940,00 €
IVA 21,00 %				3.137,40 €
TOTAL PRESUPUESTO				18.077,40 €

Bibliografía

- [1] Fontanals, Alfred. Caracterització del flux a causa de la interacció rotor-estator en turbomàquines mitjançant CFD. Tesis doctoral, UPC, Departamento de Mecánica de fluidos, 2012.
- [2] Mundet, Agustí. Numerical simulation of cavitation in a Francis runner under different operating conditions. Tesis de Master, UPC, Departamento de Mecánica de fluidos, 2018.
- [3] Herranz, Jordi. CFD study of the Rotor-Stator Interaction in a Francis turbine. Tesis de grado, UPC, Departamento de Mecánica de fluidos, 2016.
- [4] Fontanals, Alfred. Pijoan, Roger. Guardo, Alfredo. Coussirat, Miguel G. Efectos de la obstrucción del flujo en una turbina. *Mecánica Computacional*. Noviembre 2016, Vol XXXIV, p. 2037-2043.
- [5] Pedro Ayuso, Jorge-Mauro de. Detección de cavitación en turbina Francis. Tesis de grado, UPC, Departamento de Mecánica de fluidos, 2004.
- [6] Toapanta, Marcelo. Plan de control y aseguramiento de la calidad para la recuperación de un rodete de turbina Francis de una central hidroeléctrica. Enero 2019. *Revista Técnica "energía"*. No. 15, Issue II, p. 57-65. ISSN on-line: 26002-8492 – ISSN impreso: 1390-5074.
- [7] Egusquiza, Eduard. Valero, Carme. Estévez, Aida. Guardo, Alfredo. Coussirat, Miguel. Failures due to ingested bodies in hydraulic turbines. Septiembre 2010. *Engineering Failure Analysis*. No. 18, p. 464-473. ISSN 1350-6307.
- [8] Pérez Bermejo, Daniel. Estudio del comportamiento de una turbina Francis con álabes directrices desalineados. Tesis de grado, UPC, Departamento de Mecánica de fluidos, 2019.
- [9] Chica Arrieta, Edwin Lenin. Agudelo Flores, Sergio. Isabel Sierra, Natalia. Aplicación de CFD para el diseño del rodete de una turbina tipo hélice para pequeñas centrales hidroeléctricas. Diciembre 2013. *Revista Facultad de Ingeniería Universidad de Antioquia*. No. 69, p. 181-192.
- [10] White, Frank M. *Mecánica de fluidos*. Madrid: McGraw Hill, 2004. ISBN 124636147.
- [11] Escalona, Cristian. Turbinas hidráulicas [En línea]. [Consulta 26 de febrero 2019]. Disponible en: <<http://cristianescalona540.blogspot.com/>>
- [12] Red Eléctrica de España. Seguimiento de la demanda energética [En línea]. [Consulta 15 de mayo de 2019]. Disponible en: < <https://demanda.ree.es/visiona/peninsula/demanda/acumulada/2019-05-16>>

[13] Quora. What is the proper meaning for inflation in the ANSYS CFD workbench? [En línea]. [Consulta 12 de marzo de 2019]. Disponible en: <<https://www.quora.com/What-is-the-proper-meaning-for-inflation-in-the-ANSYS-CFD-workbench>>

[14] Ingelibreblog. Semejanza en turbomáquinas hidráulicas (I): Condiciones de semejanza [En línea]. [Consulta 06 de marzo de 2019]. Disponible en: <<https://ingelibreblog.wordpress.com/2015/01/23/semejanza-en-turbomaquinas-hidraulicas-i-condiciones-de-semejanza/>>

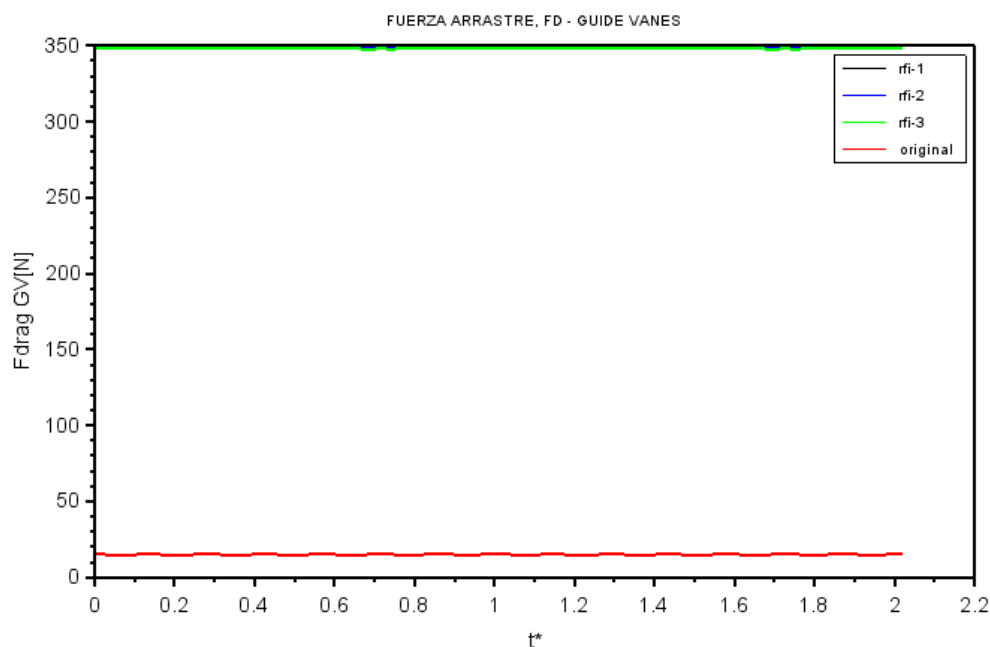
[15] ElNacional.cat. La producción hidroeléctrica en Catalunya se ha duplicado en 2018. *ElNacional*. Barcelona, 28 de enero de 2019. [Consulta 06 de marzo de 2019]. Disponible en: <https://www.elnacional.cat/es/economia/energia-produccion-hidroelectrica-catalunya-2018_348681_102.html>

[16] Ansys, Inc. *Introduction to ANSYS CFX*. 23 de Mayo de 2016.

[17] Schobeiri, Meinhard T. *Turbomachinery Flow Physics and Dynamic Performance*. Londres: Springer, 2012. ISBN 978-3-642-24672-6.

Anexo A: Gráficas no incluidas en la memoria

A continuación se presentan aquellas gráficas que no han sido incluidas en la memoria. En el caso de las fuerzas de arrastre y de sustentación, el dominio de cálculo en las geometrías modificadas (*Rfi-1*, *Rfi-2* y *Rfi-3*) eran todo el conjunto de *guide vanes* y *wicked gates*, los 16. En cambio en la geometría original, se calcula para únicamente un *guide vane* y un *wicked gate*, por ello las gráficas son erróneas. Por falta de tiempo no se ha podido repetir la simulación. Se presenta también las gráficas sin los resultados de la geometría original donde se pueden comparar solo los valores obtenidos en las geometrías con daños, donde se tienen las fuerzas obtenidas en el total de los álabes directrices.



Il·lustració A 1. Fuerza de arrastre Guide vanes.

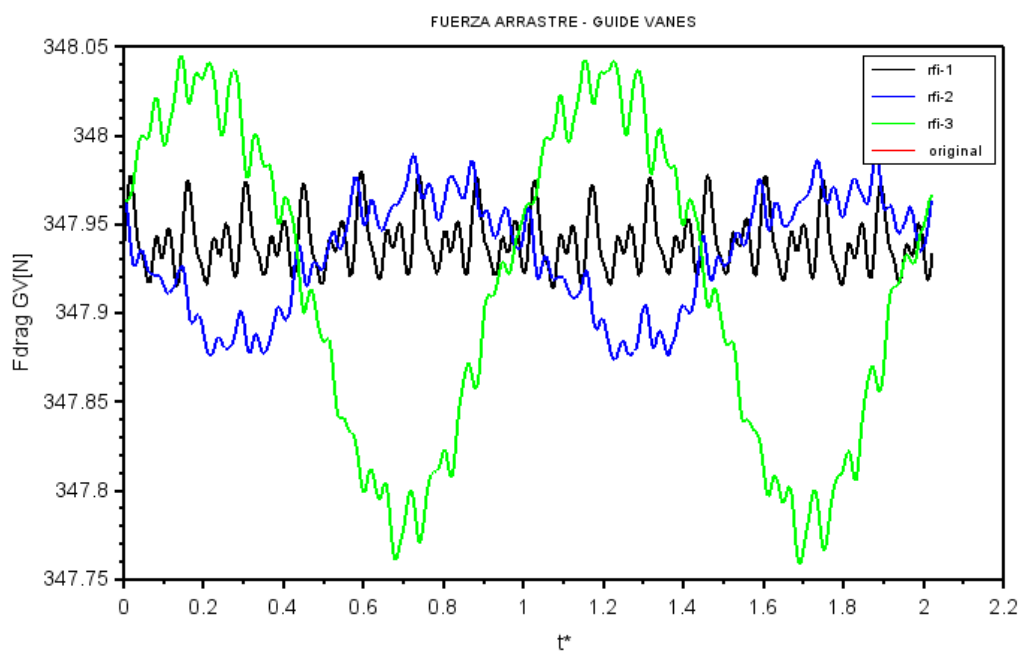


Ilustración A 2. Fuerza de arrastre guide vanes sin los resultados de la geometría original.

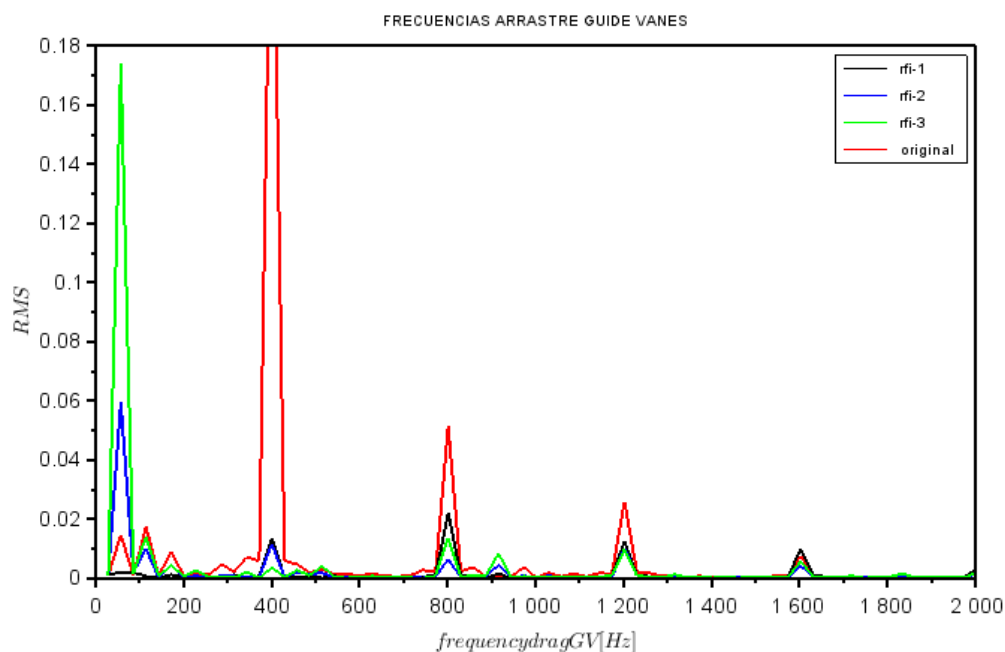
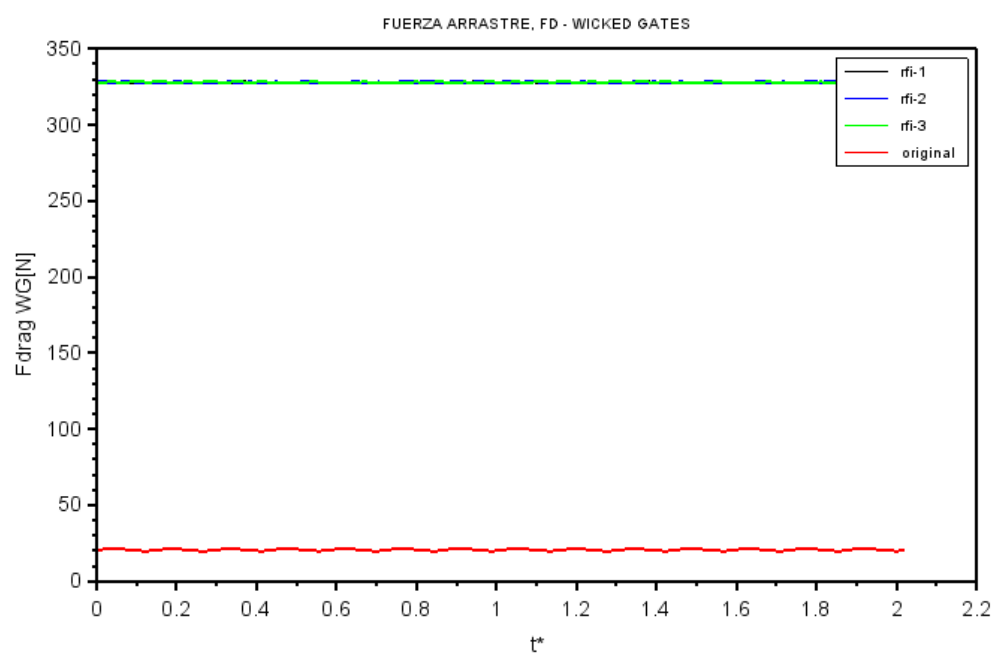
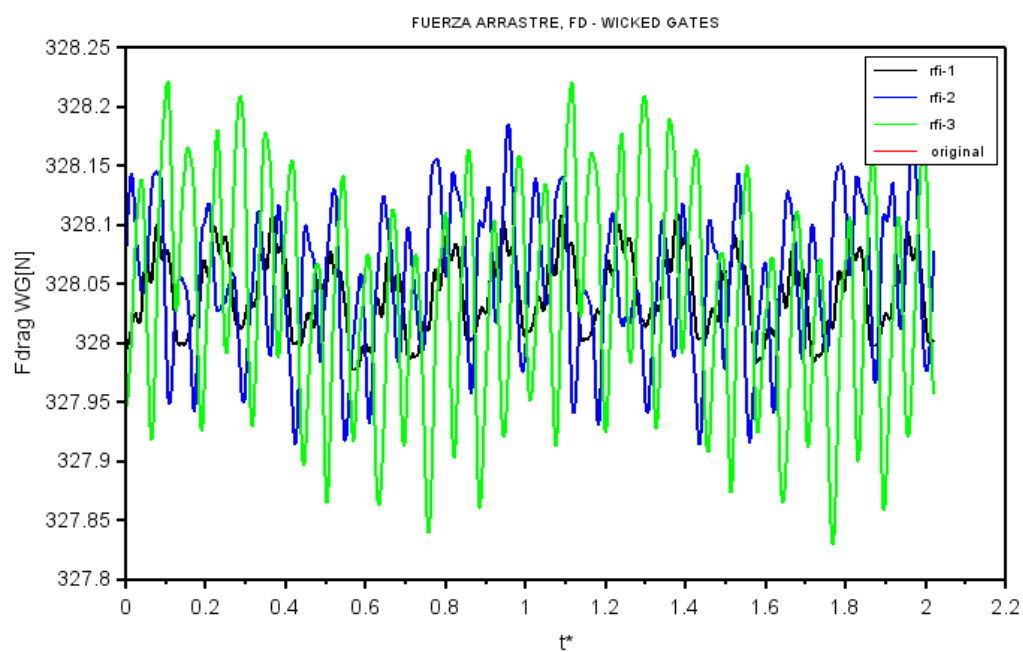


Ilustración A 3. Señales obtenidas para FD en los guide vanes.



Il·lustració A 4. Fuerza de arrastre wicked gates.



Il·lustració A 5. Fuerza de arrastre wicked gates sin geometría original.

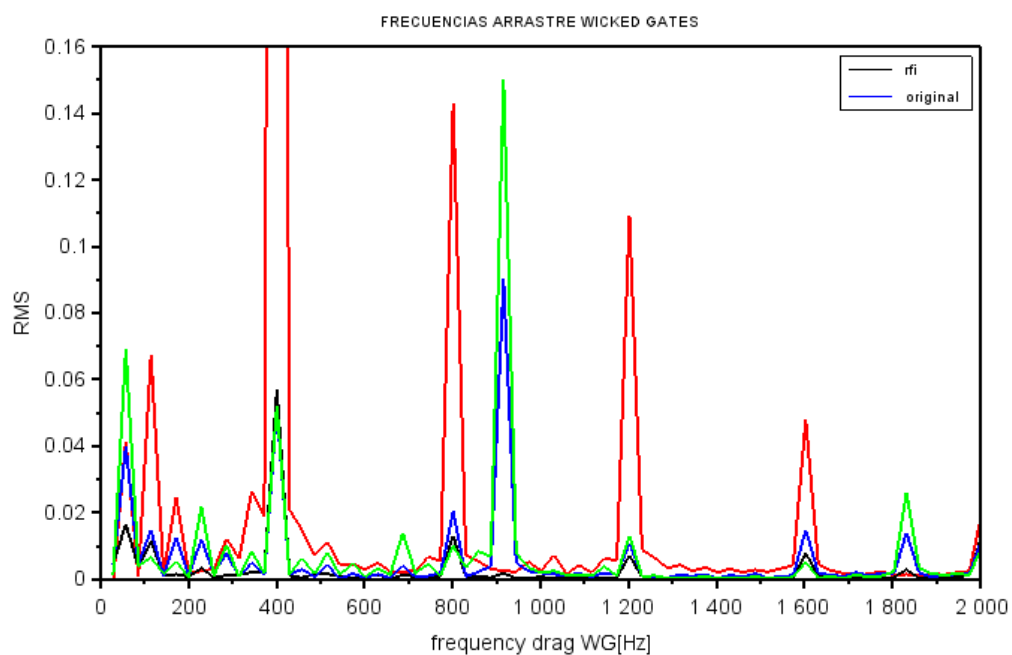


Ilustración A 6. Frecuencias para FD wicked gates.

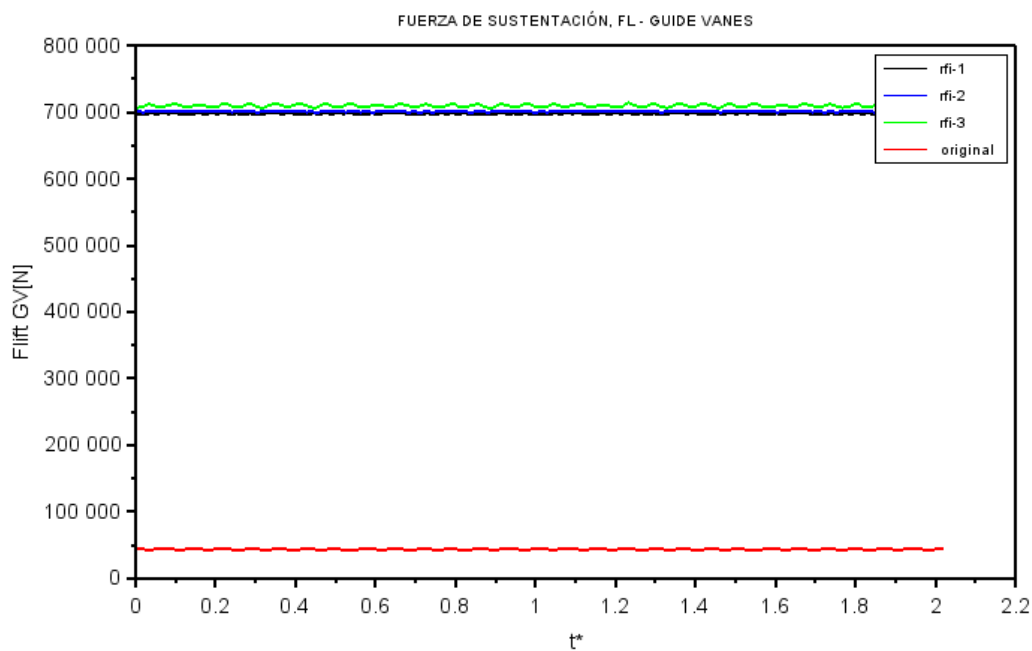
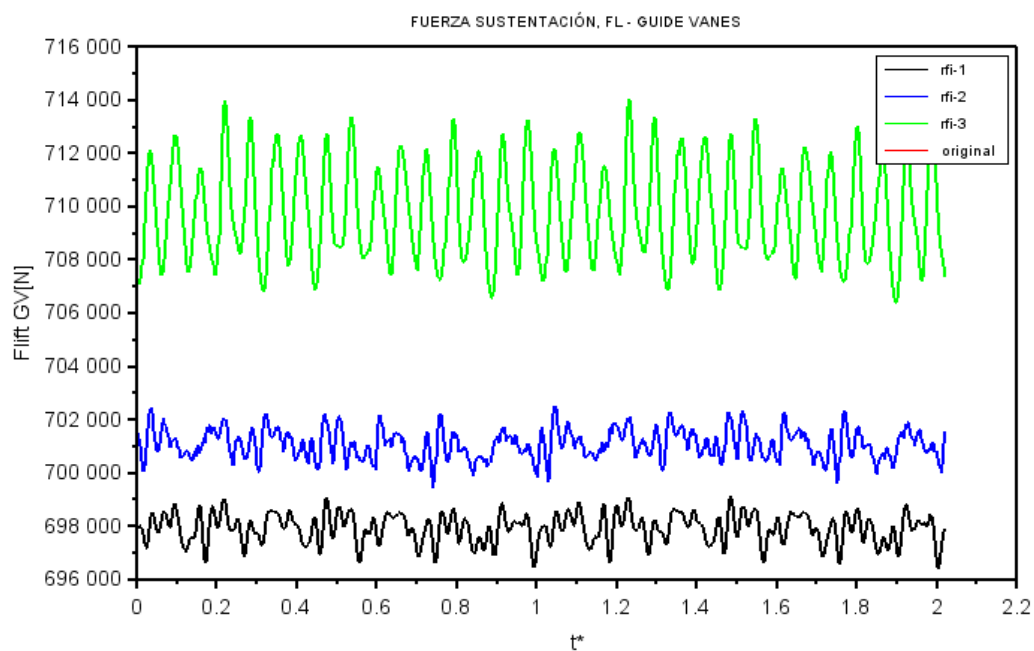
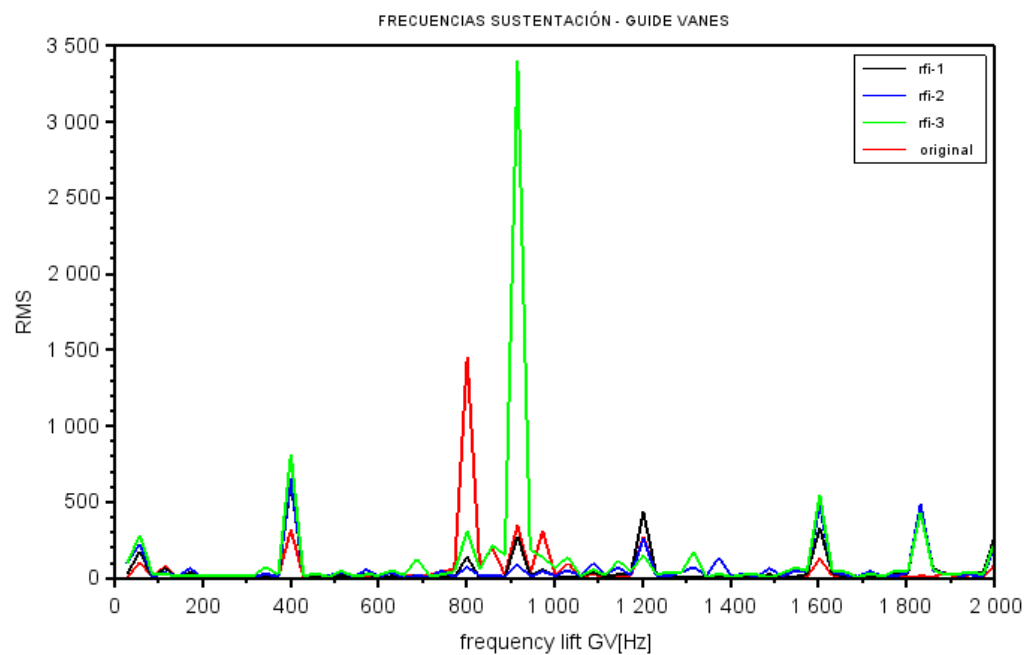


Ilustración A 7. Fuerza de sustentación FL guide vanes.



Il·lustració A 8. Fuerza de sustentación FL guide vanes sin geometría original.



Il·lustració A 9. Señales obtenidas para FL guide vanes.

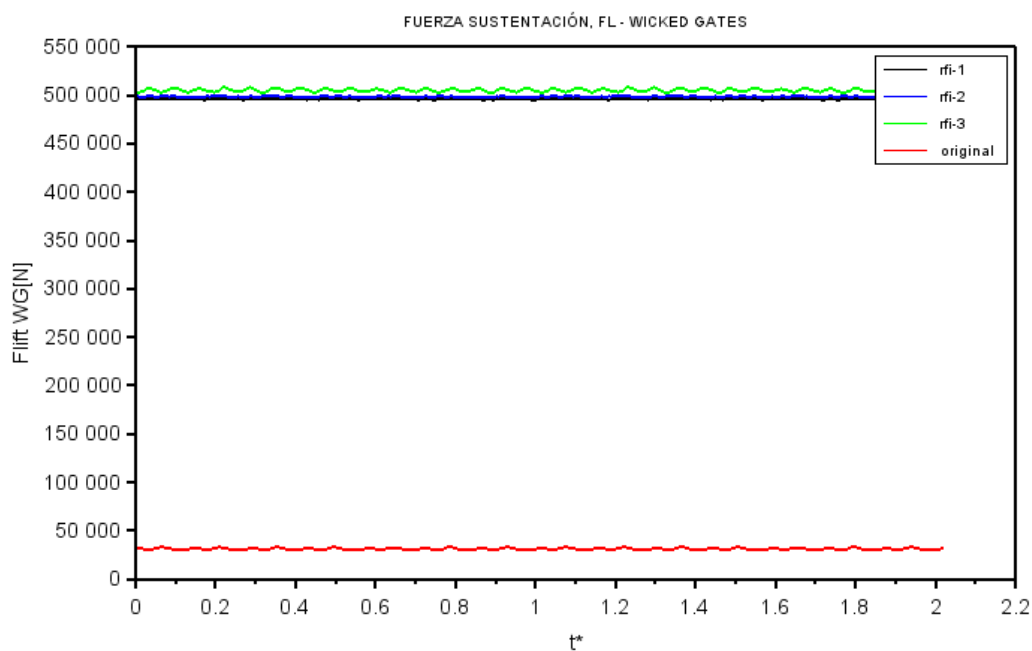


Ilustración A 10. Fuerza de sustentación FL wicked gates.

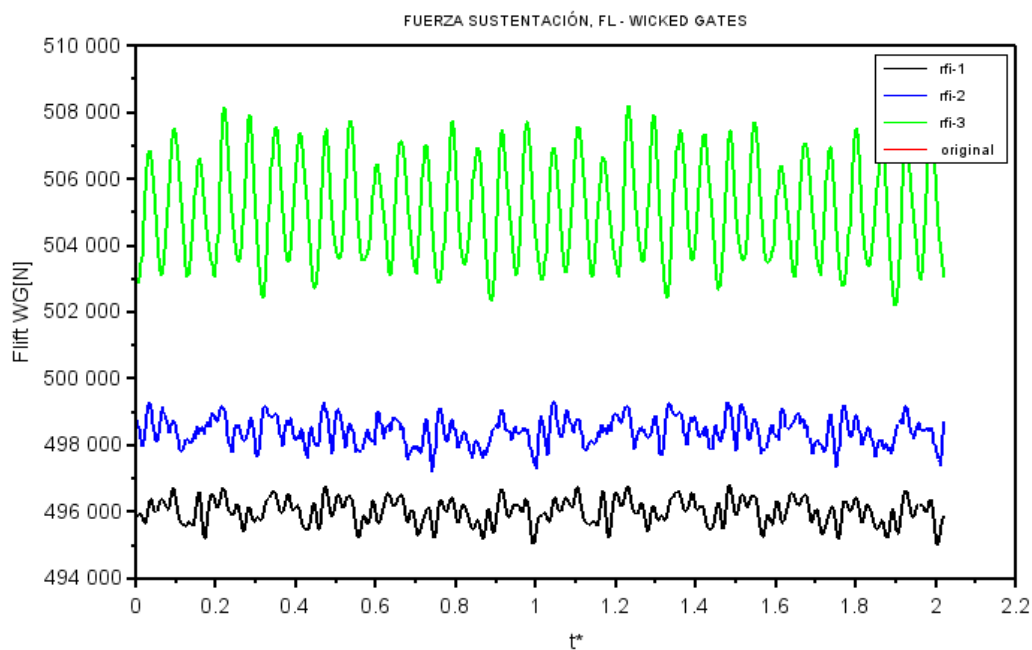
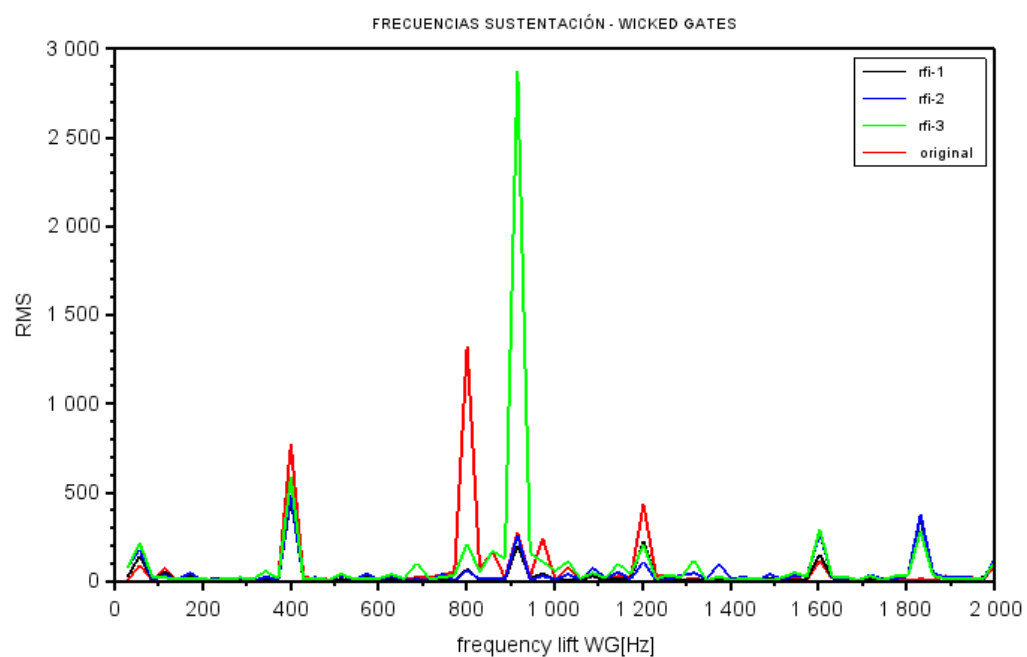


Ilustración A 11. Fuerza de sustentación FL wicked gates sin los valores de la geometría original.



Il·lustració A 12. Frecuencias obtenidas para FL wicked gates.

